

VŠB – Technická universita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh pojezdu kolesového rýpadla

Structural design travelling bucket wheel excavator

Student:

Bc. Václav Kulík

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Horst Gondek, DrSc

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Václav Kulík**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 10 Stroje pro těžbu a zpracování užitkových surovin
Téma: **Konstrukční návrh pojezdu kolesového rýpadla**
Structural Design Travelling Bucket Wheel Excavator

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše dané problematiky.
- 2) Varianty použití pojezdových mechanismů v závislosti na technologii dobývání.
- 3) Rozbor zatížení housenicového podvozku rýpadla o hmotnosti 3900 tun.
- 4) Základní výpočet výkonu pohonu podvozku.
- 5) Konstrukční návrh housenicového podvozku.
- 6) Detailní výkres článku housenice.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1)BOLEK, A. a kol. *Části strojů 1*. Svazek 6. Vydání SNTL Praha. 1989, 707 s., ISBN 80-03-00426-7
- 2)ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2
- 3)ANTONIAK, J. *Przenosniki taśmowe*. Wydawatelstwo politechniki slaskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83-7335 – 266- X
- 4)ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- 5)ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 19. 5. 2014



Prohlašuji, že

- sem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická universita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím ze zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19. 5. 2014

Václav Kulík

Račetice 109

438 01 Žatec

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KULÍK, V. Konstrukční návrh pojezdu kolesového rýpadla. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická universita Ostrava, 2014, 58 s. Diplomová práce, vedoucí Gondek, H.

Diplomová práce se zabývá návrhem housenicového podvozku kolesového rýpadla s využitím pro povrchovou těžbu uhlí. První část je rešerší problematiky housenicového podvozku. V části druhé jsou popsány používané pojezdové mechanismy a jejich použití v technologickém celku. Část třetí je rozбором zatížení housenicového podvozku kolesového rýpadla o hmotnosti 3 900 tun. Základní výpočet výkonu pohonu podvozku je obsahem části čtvrté. V dalších částech je vytvořen model housenice podvozku s detailním výkresem housenicového článku, výkres turasu. Závěrečná část obsahuje provozní podmínky housenicového podvozku.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KULÍK, V. Structural design Travelling Bucket Wheel Excavator. Ostrava: Department of Production Machinery and design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2014, 58 p. Master thesis, head Gondek, H.

This thesis concerns design of a tracked chassis for an excavator used for surface coal mining. The first section includes research on wheel excavator tracked chassis. Within the second section possible user of travelling mechanisms with regard to their inclusion in technological units are described. The third section focuses on analysis of tracked chassis loading a 3 900 ton wheel excavator. The fourth section contains basic calculations of tracked chassis drive output. Further, a model of a tracked chassis engineering design has been designer and the concluding section brings detailed drawings of a tracked chassis element and a driving sprocket together with tracked chassis running conditions.

Obsah diplomové práce

1 Seznam použitého označení	3
2 Úvod	7
3 Rešerže dané problematiky	8
3.1 Uspořádání odvozků	8
3.2 Hlavní konstrukční prvky housenice	8
4 Varianty použití pojezdových mechanismů v závislosti na technologii dodávání	12
4.1 Proces odklizový, těžební a zakládací	12
4.1.1 Kráčivé povozky	13
4.1.2 Housenicové podvozky	15
4.2 Proces doplňkových prací	17
4.2.1 Kolejové podvozky	18
5 Rozbor zatížení housenicového podvozku rýpadla o hmotnosti 3900 tun	19
5.1 Výpočet celkového jízdního odporu	19
5.1.1 Odpor ze zrychlení při rozjezdu - W_a	19
5.1.2 Valivý odpor přímé jízdy - W_v	19
5.1.3 Pasivní vnitřní odpory - W_p	21
5.1.4 Odpor při projíždění oblouku - W_o	22
5.1.5 Odpor stoupání - W_s	24
5.1.6 Odpor větru - W_r	24
6 Základní výpočet výkonu pohonu podvozku	25
6.1 Výpočet tažné síly na jednu housenici	25
6.2 Výpočet celkového výkonu pro jednu housenici	26
7 Konstrukční návrh housenicového podvozku	27
7.1 Návrh konstrukce nosiče housenice	28
7.1.1 Pevnostní výpočet konstrukce housenicového podvozku	29
7.2 Nátěr konstrukce nosiče housenice	33
7.3 Návrh hnacího turasového kola s hřídelí	34
7.3.1 Výpočet rozměrů hnacího turasového kola	34

7.3.2 Návrh šroubového spoje záběrného kamene hnacího turasu.....	35
7.3.3 Výpočet statické bezpečnosti závitové části	37
7.3.4 Kontrola celkové bezpečnosti navržené hřídele	39
7.4 Pevnostní kontrola pera hřídelové spojky.....	42
7.5 Návrh článku housenicového podvozku.....	43
7.6 Návrh třístupňového vahadla housenice	45
8 Provozní podmínky	46
8.1 Bezpečnostní pokyny provozu.....	46
8.2 Obsluha a inspekční prohlídky	47
8.3 Mazání housenicového podvozku	48
Závěr	49
Seznam obrázků	50
Seznam tabulek	51
Seznam příloh.....	52
Použitá literatura	53

1 Seznam použitého označení

Značka	Význam	Jednotka
W	Celkový jízdní odpor	N
G	Tíha rýpadla	N
B	Šíře housenice	mm
L	Délka housenice	mm
T	Třecí síla	N
P	Výkon jedné housenice	kW
F	Síla působící na jednu housenici	N
A	Plocha průřezu	m ²
E	Modul pružnosti materiálu	MPa
J	Moment setrvačnosti	cm ⁴
D	Průměr hřídelové spojky	mm
g	Gravitační zrychlení	m.s ⁻²
v	Rychlost jízdy	m.min ⁻¹
n	Počet housenic	-
p	Střední tlak na zeminu	MPa
m	Hmotnost rýpadla	t
t	Rozteč článků housenice	mm
k	Bezpečnost	-
b	Šířka turasového kola	mm
i	Počet šroubů v záběru	-
r	Poloměr zaoblení	mm
l	Délka pera	mm
W _a	Odpor ze zrychlení při pojezdu	N
W _v	Valivý odpor přímé jízdy	N
W _p	Pasivní odpory	N
W _o	Odpor při projíždění oblouku	N
B _H	Rozteč housenicových pásů	m
M _z	Moment usmýknutí	N.m

Seznam použitého označení

Značka	Význam	Jednotka
F_u	Síla potřebná k usmýknutí	N
M_u	Moment potřebný k usmýknutí	N.m
M_c	Celkový moment odporu zatáčení	N.m
W_s	Odpor stoupání	N
W_r	Odpor větru	N
F_T	Tažná síla	N
R_e	Mez kluzu materiálu	MPa
R_m	Mez únavy materiálu	MPa
M_o	Ohybový moment nosiče housenice	N.m
D_T	Průměr hnacího turasového kola	mm
R_F	Fiktivní poloměr vrubu	mm
F_z	Síla zatěžující boky pera	N
P_h	Stoupání závitu	mm
t_r	Doba rozjezdu	s
p_o	Součinitel měrného tlaku	MPa.mm ⁻¹
k_z	Smyková pevnost zeminy	MPa
p_v	Měrný tlak větru	MPa
c_x	Součinitel odporu rýpadla	-
d_T	Vnitřní průměr turasového kola	mm
p_D	Dovolený měrný tlak	MPa
k_s	Počet kusů	-
f_z	Součinitel smykového tření závitu	-
k_D	Dynamická bezpečnost	-
k_τ	Statická bezpečnost	-
k_v	Výsledná bezpečnost	-
k_A	Součinitel záběrového momentu	-
d_h	Průměr hřídele pod spojkou	mm
b_p	Šířka pera	mm
l_p	Přímá část boku pera	mm

Seznam použitého označení

Značka	Význam	Jednotka
h_z	Hloubka zaboření	m
W_1	Odpor v ložiscích nosných kladek	N
W_2	Odpor v ložiscích hnacího turasu	N
W_3	Odpor v ložiscích vratného turasu	N
W_4	Valivé odpory nosných kladek	N
W_5	Odpor tuhosti housenicového pásu	N
S_1	Plocha hloubky zaboření	m ²
S_2	Plocha usmýknutí	m ²
L_1	Délka hřídele turasového kola	mm
h_1	Vnitřní výška profilu nosiče	mm
h_2	Vnější výška profilu nosiče	mm
b_1	Vnitřní šířka profilu nosiče	mm
b_2	Vnější šířka profilu nosiče	mm
d_3	Vnitřní průměr závitu šroubu	mm
d_2	Střední průměr závitu šroubu	mm
S^*	Součinitel pevnostní hypotézy	-
S^c	Plocha rýpadla	m ²
M_{omax}	Maximální ohybový moment	N.m
M_{KS}	Krouticí moment v místě spojky	N.m
F_{P1}	Provozní síla na jeden šroub	N
k_{sk}	Skutečná hodnota bezpečnosti	-
p_{D2}	Dovolený tlak pro ocelovou spojku	MPa
τ	Napětí v krutu	MPa
ψ	Korekční faktor	-
α	Opravný koeficient	-
μ	Součinitel tření jílovité pláně	-
δ	Vnitřní úhel tření zeminy	°
κ	Funkce tvaru průřezu	-

Seznam použitého označení

Značka	Význam	Jednotka
ν	Poissonova konstanta	-
σ_t	Normálové napětí v tahu	MPa
τ_s	Smykové napětí	MPa
σ_o	Napětí v průřezu nosiče	MPa
σ_B	Napětí v ohybu	MPa
η_m	Mechanická účinnost	-
δ_c	Celkový průhyb	mm
δ_Q	Průhyb od posouvající síly	mm
δ_M	Průhyb od ohybového momentu	mm
ν_σ	Součinitel jakosti povrchu průměru	-
ψ'	Úhel stoupání závitu	°
φ'	Redukovaný třecí úhel	°
α''	Úhel zvoleného závitu	°
μ'	Součinitel tření	-
α'	Úhel sklonu svahu	°
σ_{Do}	Dovolené napětí v průřezu	MPa
σ_{red}	Redukované napětí statické bezpečnosti	MPa
σ_{co}	Trvalá mez únavy	MPa
$\varepsilon_{\tau A}$	Součinitel jakosti povrchu	-
$\delta_{\sigma A}$	Součinitel vrubu hřídele	-
$\alpha_{\sigma A}$	Součinitel tvaru hřídele	-
$\alpha_{\tau A}$	Součinitel koncentrace napětí	-
σ_{coA}^*	Mez únavy v konkrétním místě	MPa

2 Úvod

Po roce 1989 došlo v českém hornictví k zásadním změnám. Jsou omezovány dotace státu na těžbu užitkových surovin, následkem je omezení, ale i zefektivnění, těžby hnědého uhlí a lignitu. Potřeby lomového dobývání se postupně mění a slučování malých lomů do velkých celků sebou přináší změny v konstrukcích těžební techniky. Tyto změny přináší potřeby přemísťování těžebních technologií na větší vzdálenosti a zkrácení časů transportů. Nové návrhy kolesových rýpadel řeší především menší stroje na housenicových podvozcích, které by vyhověly podmínkám jednotlivých těžařských společností.

Cílem této práce je návrh pojezdu kolesového rýpadla určeného k těžbě hnědého uhlí. Konstrukční řešení bude splňovat podmínky současného vývoje v oblasti používaných technologií na povrchových dolech a přinášet finanční úspory spojené s jeho užíváním. Také popisují jednotlivé druhy podvozků rýpadel běžně používaných na dolech v Severočeské hnědouhelné pánvi.

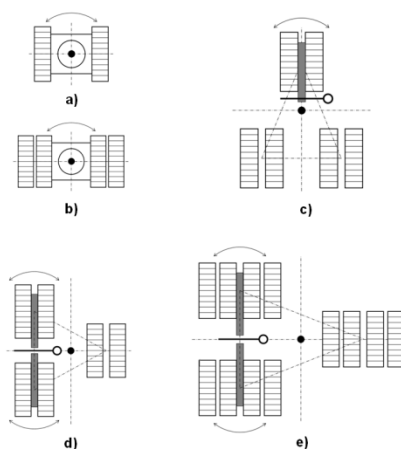
Součástí této práce je konstrukční návrh housenice housenicového podvozku, návrhy, pevnostní výpočty hlavních částí, výkresová dokumentace hnacího turasu a detailní výkres článku housenice.

3 Rešerše dané problematiky

Vývoj kolesových rýpadel zaznamenal postupný přechod od jiných používaných druhů podvozků k housenicovým. Vyplývá to ze současných požadavků povrchových dolů a způsobu dobývání. Použití housenicového podvozku znamená nárůst hmotnosti stroje zhruba o jednu třetinu, aby nedošlo k zvýšení tlaku na pojezdovou pláň, používají se tyto housenice v různých spojených kombinacích. Kombinace mohou být od dvou housenicových podvozků až po dvanácti početné, ale v uspořádání umožňujícím stabilitu při přejezdech a transportech.

3.1 Uspořádání housenicových podvozků

Jednotlivé druhy uspořádání housenic podvozků kolesových rýpadel plynou z jejich použití, hmotnosti a únosnosti pojezdové pláně. Zvýšené tlakové zatížení by mělo za důsledek větší boření a tím zhoršení podmínek pro provoz stroje. Z tohoto důvodu jsou jednotlivé housenice uspořádány do dvou nebo třibodových sestav. V mém řešení jsem volil, vzhledem k váze stroje, třibodové uspořádání s šesti housenicemi.



Obr.9.10.: Schémata uspořádání housenicových podvozků [2]

3.2 Hlavní konstrukční prvky housenice

Housenice jsou složeny ze samostatných dílů, ty tvoří hnací turasové kolo, pohon, vratné turasové kolo, opěrné kladky a vahadla s pojezdovými koly. Všechny díly jsou složeny na nosič housenice, kterým je mohutná svařovaná konstrukce. Napínání pásu housenice složeného z jednotlivých článků je možné pomocí vratného turasového kola. Housenice jsou doplňovány o příslušenství, jako jsou například centrální mazací systémy.

Nosič housenice

Jedná se o svařovanou ocelovou konstrukci, která je připojena ke spodní stavbě kolesového rýpadla. Konstrukce je vyztužená, uzavřená, skříňového typu z tlustých ocelových plechů. Vzhledem k povaze této konstrukce jsou používány dobře svařitelné materiály se zaručenou vrubovou houževnatostí do -20°C .

Pohon housenice

Pohonem dochází k přenosu krouticího momentu na hnací turasové kolo, které zabírá do článků housenice, tím dojde k vyvození tážné síly a pohybu rýpadla. Pohon je složen z převodovky, motoru a brzdy. Převodovky se používají různé konstrukce a mohou být kuželočelní, planetové nebo planetové s přídavným šnekovým převodem. Motory se v současnosti používají s frekvenčním měničem pro plynulou regulaci otáček. Ke spojení hřídelí motoru a převodovky se používají pružné hřídelové spojky. Vhodná volba pohonné jednotky vychází z konstrukčního provedení housenice.



Obr.9.11.: Pohon housenice SchRs 1550 Doly Tušimice

Vratné turasové kolo

Slouží k napínání pásu housenice pomocí přímočarých hydraulických válců a turasové kolo uložené na hřídeli je v dráze napínání posouváno pomocí domků kluzných pouzder. Poloha napnutí je v požadované podloze zajištěna šrouby. Správné napnutí housenicového řetězu zabraňuje vypadnutí z vodících kladek a většímu tření. Napnutý řetěz housenice musí ve své délce zahrnovat rezervu na překonání nerovností vzniklých na pojezdové pláni, jinak by mohlo dojít k přetržení řetězu.

Hnací turasové kolo

Je uloženo na hřídeli a přes kluzná ložiska je vloženo do rámu nosiče housenice. Obvod kola má takový tvar, aby docházelo k záběru do článků housenice a tím k vyvození tažné síly potřebné k jízdě kolesového rýpadla. U novějších strojů se používá vyměnitelných záběrných unašečů kola. Takové provedení přináší výhody pro následné opravy v rámci údržby stroje z důsledku opotřebení součástí. Jednotlivé unašeče musejí přesně zapadat do článků housenice, jinak by docházelo k nežádoucím rázům. Rázy mohou být až tak silné, že by přímo ovlivňovaly spolehlivost a zvyšovaly poruchovost kolesového rýpadla.



Obr.9.12.: Hnací turasové kolo SchRs 1550 Doly Tušimice

Vahadla podvozku

Tvoří pojezdovou část housenicového podvozku, vzhledem k funkci bývají robustní konstrukce. Uspořádání vahadel může být jedno, dvou a třístupňové. Součástí vahadel jsou pojezdové kladky a jejich počet je určen hmotností stroje. Pro větší hmotnosti je výhodnější, z důvodu rozložení tlaku na pojezdovou pláň, zvolit velký počet kladek. Při najíždění kladek na články housenice dochází k odlehčení a přizvednutí plátu, je nazýváno jako dýchání housenice. Uspořádání vahadel je voleno tak, aby umožňovalo plynulé překonávání nerovností a kopírování terénu za předpokladu stability kolesového rýpadla. Vahadla jsou spojena čepy s pouzdry a celý systém je důkladně mazán. Kladky vahadel mohou mít uspořádání jedno nebo dvou dráhové.



Obr.9.13.: Třístupňové uspořádání vahadel SchRs 1550 Doly Tušimice

Jednodráhové uspořádání kladek

Výhody:

- Jednodušší konstrukční provedení
- Nižší hmotnost
- Umožňují plynulejší zdolávání nerovnosti pojezdové pláně
- Menší nároky na údržbu
- Plynulejší průjezd obloukem

Nevýhody:

- Větší zatížení pojezdových kol
- Vyšší nároky na výrobu
- Nárůst výšky konstrukce housenice

4 Varianty použití pojezdových mechanismů v závislosti na technologii dobývání

Systém povrchového dobývání je složen z komplexů odklizových, těžebních, zakládacích a doplňkových prací, které jsou realizovány určitými typy technologických zařízení. Rozvoj technologií je vyvolán zvyšováním objemů těžených surovin, postupem povrchových dolů do stále větších hloubek, zhoršováním geologicko – technických a báňských podmínek. To nastavilo vývoj lomového dobývání k eliminaci těchto negativních vlivů, mezi které patří koncentrace těžby do velkolomů, přechod na kontinuální dobývání a inovace technologických zařízení. Vývoj a požadavek kvality těžených užitečných surovin, přispěly k rozvoji homogenizačních skládek, které slouží k zušlechťení výsledného produktu a tudíž stabilizaci ceny suroviny.

4.1 Proces odklizový, těžební a zakládací

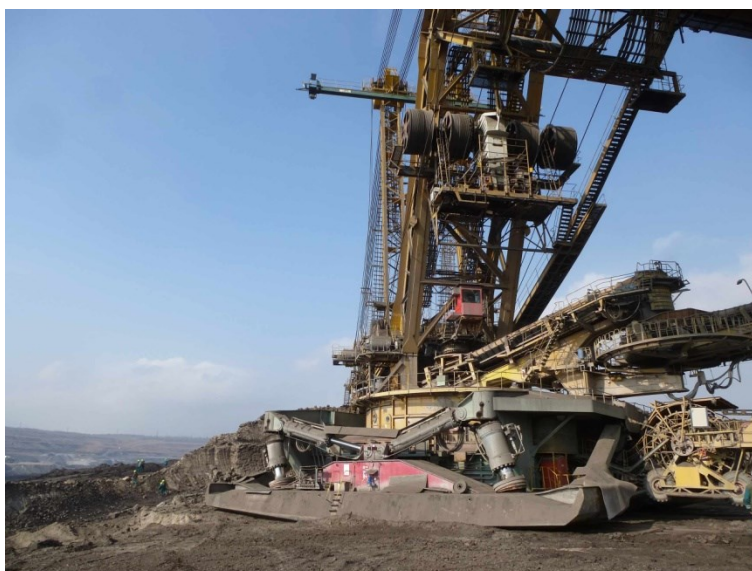
Nasazení jednotlivých částí technologií určují projekty lomů, ve kterých jsou stanoveny výšky řezů, únosnosti plání, rypné odpory a fyzikálně – mechanické vlastnosti těžených zemin. Stroje řadíme do technologických celků, ve kterých jsou složeny tak aby parametry rýpadel a kontinuální dopravy splňovaly požadavek potřebného výkonu technologie.



Obr. 9.14.: Pohled na povrchový lom Sokolovská uhelná

4.1.1 Kráčivé povozky

Jsou podvozky, které k nízkým tlakům na podložku mají uplatnění u kolesových rýpadel, zakladačů. Konstrukce všech typů kráčivých podvozků, vzhledem k velkým dosedacím plochám, má měrný tlak $40 \div 70 \text{ kPa}$. Pohyb rýpadla je vykonáván pomocí obdélníkových chodidel a opěrných desek, které jsou ovládány hydraulickými válci. [6]



Obr.9.15.: Hydraulický kráčivý podvozek KU 800 doly Bílina

Výhody použití:

- Použití tam kde je kladen požadavek na nízký měrný tlak na pojezdovou pláň.
- Konstrukce strojů má nízkou stavební výšku, čímž je ovlivněna celková stabilita stroje.
- Přímý pohyb stroje je úhlem natočení otočné části rýpadla znamená, kam se stroj natočí, může odkrácet.

Nevýhody:

- Nízká rychlost pohybu, která činí $0,25 \div 0,3 \text{ km/h}$.
- Při transportu na větší vzdálenosti je nutno zařazovat přestávky pro nárůst teploty tlakového média.
- Systém kráčení zvyšuje namáhání nosného rámu stroje.
- Není možné regulovat délku kroku.

Rozdělení kráčivých podvozků podle konstrukčního provedení:

- ❖ Mechanické kráčivé
 - s klikovým mechanismem
 - s výstředníky
- ❖ Hydraulické kráčivé
 - s dvěma hydraulickými válci
 - se čtyřmi hydraulickými válci
 - mezikruhový systém
 - s vnějšími prstenci

Mezikruhový hydraulický systém se vyznačuje zvonovitým tvarem podvozku a používá se u zakladačů na výsypkách. Pohyb je omezen rozměry konstrukce mezikruhového systému. K pohybu dochází posunutím vnitřní opěry pomocí kulové dráhy o krok a následnému přizvednutím, posunutí vnější opěry, pomocí hydraulického válce. [6]



Obr. 9.16.: *Hydraulický mezikruhový podvozek ZPD 8800 dolů Bílina*

Současný vývoj na povrchových lomech, směřuje k postupnému nahrazování kráčivých podvozků za podvozky housenicové, protože dochází ke slučování malých lomů ve větší komplexy a tím jsou kladeny větší nároky na přesuny technologií. Kolesová rýpadla jsou řešena bez výsuvu kolesového výložníku. Přechodem na housenicové podvozky se také snížily nároky na úpravu pojezdové pláně, na údržbu složitých hydraulických systémů, což nepochybně přináší nemalé finanční úspory.

4.1.2 Housenicové podvozky

Současnosti nejpoužívanější konstrukční řešení podvozků kolesových rýpadel, které umožňuje kratší doby transportů. K přenosu hmotnosti stroje na pojezdovou pláň slouží články housenice spojené do nekonečného řetězu. Jejich velikostí je dána velikost měrného tlaku na pojezdovou pláň, která bývá $0,127 \text{ MPa}$.

Dvoubodové uspořádání

Používá se jak u malých lopatových rýpadel, doplňkové důlní mechanizace, tak u malých kolesových rýpadel. Jsou vhodné a velmi využívané u zakládacích pasových vozů. Nevýhodou je, že jejich konstrukce nezaručuje stejnoměrné rozložení síly na všechna pojezdová kola. Výhodou menších rýpadel s tímto uspořádáním housenic je možnost pohybu ve vyšších stoupáních a v malých prostorech.



Obr.9.17.: Kolesové rýpadlo K650 povrchový lom Bílina

Tříbodové uspořádání

Tříbodové uspořádání se používá v jednoduchém provedení u podpěrných vozů nakládacích výložníků, kde nejsou tak vysoké hmotnosti od konstrukce stroje. U kolesových rýpadel se většinou využívá spojení do tří dvojic housenic, které konstrukčně zajišťuje velmi dobrou stabilitu horní stavby. Takové uspořádání podvozku, mívá většinou říditelné dvě dvojice housenic a pomocí kloubového spojení, je zajišťována jízda stroje do oblouku. Řízení podvozku kolesového rýpadla může být také zajištěno jedním párem

housenic. V tomto provedení má každá housenice samostatný pohon, jízda do oblouku se zde vykonává rozdílem rychlostí obou housenic a natáčením říditelného podvozku v rozmezí $\pm 16^\circ$. Tento způsob řízení je využíván např. u rýpadel KU 300, který je na povrchových dolech doposud používán k těžbě hnědého uhlí. Větší počet housenic v třibodovém uspořádání se na povrchových dolech v České republice nepoužívá.



***Obr.9.18.:** Kolesové rýpadlo KU 300 Doly Tušimice*

Výhody a nevýhody housenicových podvozků

Porovnání výhod a nevýhod používání housenicových podvozků lze ukázat například srovnáním s podvozky kolejovými, které jsou využívány pro lehčí rýpadla a na povrchových uhelných dolech se používají například na kapacitních skládkách.

Výhody:

- odpadají práce spojené s výstavbou a údržbou kolejiště
- možnost pohybu terény hrubě zarovnanými a s různou průchodností
- možnost jízdy s vyšším stoupáním
- možnost průjezdu oblouku menšího poloměru
- vysoká bezpečnost proti ujetí vzhledem k vysokým jízdním odporům

Nevýhody:

- velký jízdní odpor a tím nutnost velkých pohonných jednotek
- vysoká provozní hmotnost celého stroje
- vysoké opotřebení točivých kloubových částí konstrukce
- náchylnost na boření v méně únosných zeminách, zhoršená manévrovatelnost
- nebezpečí skluzu při příčném sklonu

[6]

4.2 Proces doplňkových prací

Natěžená užitková surovina, než bude dále distribuována, musí splňovat jisté parametry, kusovitost a kvalitu. Tento proces úpravy je zahrnut do doplňkových prací. Kolesová rýpadla sice mají za kolesem umístěna kruhadla, do linek kontinuální dopravy jsou vsazovány drtiče, ale úprava na požadovaný rozměr je řešena technologickými celky drticích a třídících linek. Upravené uhlí je dále ukládáno na homogenizační skládky způsobem, který umožňuje promíchání na požadovanou kvalitu výhřevnosti a síry. Na Severočeských dolech v lokalitě Doly Nástup Tušimice byla k tomuto účelu takový komplex vybudován. K homogenizaci se zde používají dva kombinované skládkové stroje s kolejovými podvozky, které mohou současně řešit deponizaci a redeponizaci uhlí. Stroj je složen z kolesového výložníku s kolesem, otočné horní stavby a spodní stavby, která je uložena třibodově přes vahadla na čtyřstopých poháněcích podvozcích.



Obr.9.19.: Kombinovaný skládkový stroj 3500/4000 Doly Tušimice

4.2.1 Kolejové podvozky

Portál kolejových podvozků je řešen jako statická konstrukce s určitým tříbodovým podepřením a pětivahadlovým systémem podvozků. Vlastní vahadlový podvozek je konstruován s dvěma pevnými a jednou kyvnou podporou.

Na pevné straně podvozku jsou dva ze tří rohových dílů uloženy do samostatného vahadla na vodorovných válcových plochách s osami kolmo ke kolejím. Válcová plocha umožňuje kyvný pohyb vahadla pouze ve směru pojezdu a příčný pohyb je vyloučen.



Obr.9.20.: Pevná strana kolejového podvozku KSS 3500/4000 na dole Tušimice [6]

Kyvná strana podvozků umožňuje eliminovat určitý rozdíl vzdálenosti kolejových roštů od teoretické hodnoty. Bez kyvné podpory by byl pohyb nemožný, protože v praxi nelze dodržet neměnnou vzdálenost dvou kolejových roštů od sebe. Osa kyvné strany je osou druhého kolejového roštu. Další z rohových dílů spodní stavby je opatřen čepem a kulová pánev je uchycena uprostřed vahadel. Čep umožňuje výkyv ve všech rovinách. Na konci vahadla jsou dva kulové čepy, které jsou uloženy do nosných vahadel čtyřkolových podvozků.

Pojezdové dráhy, které nejsou součástí skládkového stroje, mají však přímý vliv na funkci pojezdu. Proto je zapotřebí stavu pojezdových drah věnovat velkou pozornost. Je nutn pravidelně kontrolovat rozchod kolejí, rozvor kolejových roštů a sklon kolejí. K tomuto na skládkovém stroji slouží koncové vypínače a sklonoměr, které tyto parametry sledují. Na kolejové rošty jsou použity drážní kolejnice typu R 65 o rozchodu 1435 mm. Pohony kolejového podvozku jsou řešeny tak, že jedna část osmikolového podvozku je hnací a druhá hnaná. Plynulá regulace pojezdové rychlosti je řešena frekvenčními měniči s přidavným chlazením motorů.

5 Rozbor zatížení housenicového podvozku rýpadla o hmotnosti 3900 tun

Cílem rozboru zatížení housenicového podvozku je zjištění celkového jízdního odporu, ze kterého výpočtem určíme tažnou sílu F_T potřebnou pro pohyb rýpadla.

5.1 Výpočet celkového jízdního odporu

Celkový jízdní odpor je odpor bránící jízdě:

$$\Sigma W = W_a + W_v + W_p + W_o + W_s + W_r = 9\,874\,440\, N \quad (1)$$

W_a - odpor ze zrychlení při rozjezdu

W_p - pasivní vnitřní odpory

W_o - odpor při projíždění oblouku

W_s - odpor při stoupání

W_r - odpor větru

5.1.1 Odpor ze zrychlení při rozjezdu - W_a

Pro rozjezd rovnoměrně zrychlení platí následující výpočet:

$$W_a = \frac{G}{g} \cdot a = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t_r} = 4\,311\, N \quad (2)$$

Výpočet tíhy rýpadla:

$$G = m \cdot g = 38\,259\,000\, N \quad (3)$$

g - gravitační zrychlení ; $g = 9,81\, m \cdot s^{-2}$

v - rychlost jízdy ; $v = 2,5\, m \cdot min^{-1}$

t_r - doba rozjezdu ; $t_r = 38\, s$

5.1.2 Valivý odpor přímé jízdy - W_v

Při valivém odporu z přímé jízdy je spotřebována práce potřebná na stlačení zeminy pojezdové pláňe pláty housenic, která se nazývá se střední tlak na zeminu. Výsledná hodnota valivého odporu je dána celkovou plochou plátů článků, kterou se dotýkají pojezdové pláňe. [6]

$$W_v = \frac{1}{2} n \cdot \frac{p}{p_o} \cdot B \cdot \psi^2 = 123\,444\, N \quad (4)$$

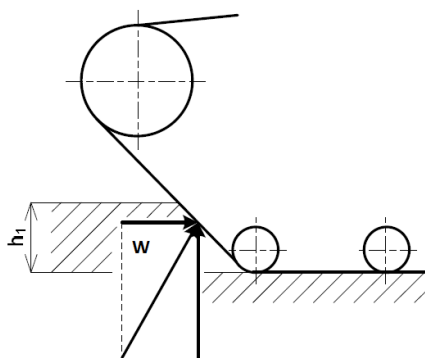
n - počet housenic $[-]$

p - střední tlak na zeminu $[MPa]$

p_o - součinitel měrného tlaku $[MPa \cdot mm^{-1}]$

B - šíře housenice $[mm]$

ψ - korekční faktor; volím $\psi = 1,5$



Obr.9.21.: Znáznornění valivého odporu z přímé jízdy [2]

Provozní podmínky pro výpočet středního tlaku:

- spodní plocha housenice je zatížena v celé své délce a šířce při každém druhu zeminy a při každém zaboření
- zatížení je rovnoměrné po celé ploše plátů housenice
- svislé zatížení působí na jednotlivé články housenice svisle
- články housenice jsou při pojíždění stejnoměrně zatíženy a nebudou se naklápět

Výpočet středního tlaku:

$$p = \frac{G}{S} = \frac{G}{n \cdot B \cdot L} = 0,127\, MPa \quad (5)$$

G - tíha rýpadla $[N]$

n - počet housenic; $n = 6$

B - šířka housenicového plátu; $B = 3600\, mm$

L - délka housenice; $L = 12000\, mm$ [6]

Ve výpočtu středního měrného tlaku uvažuji s ideálními podmínkami pro provoz rýpadla, bez náklonů a zatížení výložníkem. V praxi může být hodnota měrného tlaku až 2,5 krát větší než je hodnota tlaku středního. Kolísání tlaku má vliv na boření housenic, samotná hloubka zaboření rýpadla je závislá na počtu projetí ve stejné dráze.

po[Mpa/mm]	Rozbahněná hlína, vlhký písek	Mokrý hlína, ornice, písek	Vlhká hlína, hrubozrný písek	Pevná hlína
	0,018 až 0,025	0,025 až 0,036	0,035 až 0,06	0,1 až 0,125

Tabulka1: Součinitel měrného tlaku k tuhosti pojezdové pláně [2]

Hloubku zaboření housenicového článku zjistíme, že při najetí pojezdového kola na střední část článku se jednostranně zaboří. Po jeho najetí nastává zaboření zadní strany a naopak přední část se zdvihá. To se projeví jako dýchání housenice, ke kterému dochází změnou tlaku na podložku při pojiždění pojezdových kol po člancích.

5.1.3 Pasivní vnitřní odpory - W_p

Pasivní odpory jsou složeny z odporů mechanismů housenicového podvozku a odporů, které kladou housenicové články. Snižují účinnost výkonu pohonu housenice. Pokud je účinnost jednoho převodu pohonu cca 0,94%, po započtení všech pasivních odporů klesá na hodnotu 0,6 až 0,75%. Při pohybu housenicového řetězu dochází mezi jednotlivými články k valivému tření po jednotlivých konstrukčních částech, jako jsou podpěrné kladky a pojezdová kladka, hnací a vratné turasové kolo. Tento odpor se vzhledem k jeho velikosti nedá opomenout a proto s ním počítám ve výpočtu.

$$W_p = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 = 2\,512\,746\,N \quad (6)$$

W_1 - odpory v ložiscích nosných kladek $W_1 = 0,018 \cdot G$

W_2 - odpory v ložiscích hnacího turasu $W_2 = 0,0122 \cdot G$

W_3 - odpory v ložiscích vratného turasu $W_3 = 0,0162 \cdot G$

W_4 - valivé odpory nosných kladek $W_4 = 0,005 \cdot G$

W_5 - odpor tuhosti housenicového pásu $W_5 = 0,0148 \cdot G$

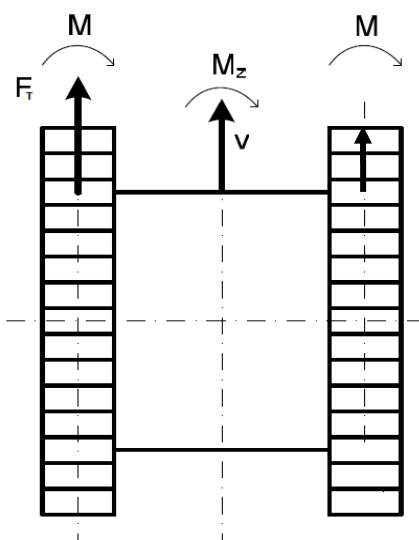
[6]

5.1.4 Odpor při projíždění oblouku - W_o

Při jízdě do oblouku se pohybuje housenice vpřed a současně se natáčí kolem svého středu. Dochází tím ke smyku pásu po povrchu podložky a musí dojít k překonání tření mezi podvozkem a podložkou. Plynulá jízda podvozku do oblouku je možná změnou rychlostí vnějšího a vnitřního pásu. U rýpadel na povrchových uhelných dolech se používá říditelných housenic pomocí hydraulických válců.

$$W_o = \frac{M_c}{B_H} = 4\,445\,126\,N \quad (7)$$

B_H - rozteč housenicových pásů jedné dvojice; $B_H = 5,7\,m$



Obr.9.22.: Silové poměry při jízdě do oblouku [2]

Výpočet momentu k usmýknutí pro dvouhousenicový podvozek:

$$M_z = \alpha \cdot \mu \cdot \frac{G \cdot L}{4} = 24\,814\,787\,N \cdot m \quad (8)$$

G - tíha rýpadla [N]

L - délka housenice [mm]

α - opravný koeficient; $\alpha = 1,081$

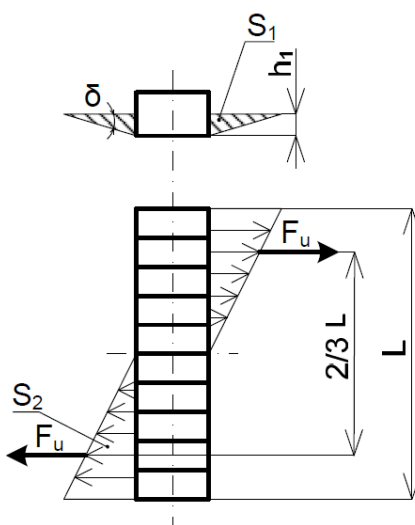
μ - součinitel tření jílovité pláně; $\mu = 0,2$

[6]

B/L	0	0,1	0,2	0,3	0,4
α	1	1,012	1,042	1,081	1,131

Tabulka2: Stanovení opravného koeficientu α pro $B/L = 0,3$ [2]

Jízdou do oblouku dochází k zaboření pásů a po obou stranách vznikají plochy S_1 a S_2 , ty ohraničují materiál nutný k usmýknutí. K odlehčení odporu usmýknutí je možné kombinovat jízdu do oblouku s přímou jízdou. Potom jízdní dráha průjezdu obloukem je tvořena lomenou křivkou, která je tvořena z kruhových oblouků a přímých úseků.



Obr.9.23.: Schéma zaboření pásu při jízdě do oblouku [2]

Výpočet hloubky zaboření:

$$h_z \frac{p}{p_o} = 0,0508 \text{ m} \quad (9)$$

p - střední tlak [MPa]

p_o - součinitel měrného tlaku k tuhosti pojezdové pláňe [MPa.mm⁻¹]

Plocha hloubky zaboření:

$$S_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{h_z^2}{\tan \delta} = 0,0272 \text{ m}^2 \quad (10)$$

δ - vnitřní úhel tření zeminy; $\delta = 35^\circ$ [6]

Plocha usmýknutí:

$$S_2 = \frac{L}{4} \cdot h_1 \cdot \operatorname{tg} \delta = 0,107 \text{ m}^2 \quad (11)$$

Síla potřebná k usmýknutí:

$$F_u = (S_1 + S_2) \cdot k_z = 32\,652 \text{ N} \quad (12)$$

k_z - smyková pevnost zeminy; $k_z = 0,3 \text{ MPa}$

Moment potřebný k usmýknutí pásu:

$$M_u = 2 \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot F_u \cdot L \right) = 522\,432 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (13)$$

Celkový moment odporu zatáčení:

$$M_c = M_z + M_u = 25\,337\,219 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (14)$$

5.1.5 Odpor stoupání - W_s

Odpor ze stoupání je pohyb housenicového podvozku po nakloněné rovině.

$$W_s = G \cdot \sin \alpha' = 2\,668\,813 \text{ N} \quad (15)$$

α' - úhel sklonu svahu; $\alpha' = 4^\circ$

G - tíha rýpadla [N]

5.1.6 Odpor větru - W_r

Bezpečnostní předpis umožňuje provozovat kolesová rýpadla do rychlosti větru $17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Při rychlostech větru vyšších je potřeba zabezpečit stroj, např. natočením kolesového výložníku po směru větru. Odpor větru je zahrnut do výpočtu proto, že pohony pojezdů musí být výkonově nastaveny tak aby bylo možné v náhradním režimu velkostroje bezpečně stroj odstavit.

$$W_r = S' \cdot p_v \cdot c_x = 120\,000 \text{ N} \quad (16)$$

S' - plocha rýpadla při postavení výložníku ve směru větru; $S' = 300 \text{ m}^2$

p_v - měrný tlak větru; $p_v = 500 \text{ Pa}$

c_x - součinitel odporu rýpadla (vliv geometrického tvaru obtékaného objektu); $c_x = 0,8$

6 Základní výpočet výkonu pohonu podvozku

Výpočtem získám potřebný výkon pohonu housenice a tažnou sílu F_T , která je hnacím turasovým kolem přenášena na články housenkového řetězu a tím je rýpadlo uvedeno do pohybu.

6.1 Výpočet tažné síly na jednu housenici

Vzhledem k hmotnosti kolesového rýpadla $m = 3900 \text{ t}$ a měrnému tlaku na pojezdovou plášť $p = 0,127 \text{ MPa}$ je housenicový podvozek složen ze tří dvojic housenic. Uložení je staticky určité (tříbodové) a každá housenice má samostatný pohon. Výkon a tažná síla přímo ovlivňují plynulý rozjezd kolesové rýpadla. Tažná síla nesmí překročit hodnotu tření mezi pásem housenice a pojezdovou podložkou.

$$F_T = \frac{\Sigma W}{n} = 1\,645\,740 \text{ N} \quad (17)$$

ΣW - celkový jízdní odpor [N]

n - počet housenic

Výpočet třecí síly mezi články housenic a pojezdovou plání:

$$T = \frac{G \cdot \mu' \cdot \cos \alpha'}{6} = 1\,909\,124 \text{ N} \quad (19)$$

G - tíha rýpadla [N]

μ' - součinitel tření; volím $\mu' = 1,3$

α' - úhel sklonu svahu [°]; $\alpha' = 4^\circ$

Aby nedošlo k nežádoucímu prokluzu housnicových článků na pojezdové pláni, musí platit pro hladké pásy tato podmínka.

$$F_T \leq T \quad (20)$$

$$F_T = 1\,645\,740 \text{ N} \leq T = 1\,909\,124 \text{ N}$$

Výpočtená tažná síla vyhovuje podmínce [6]

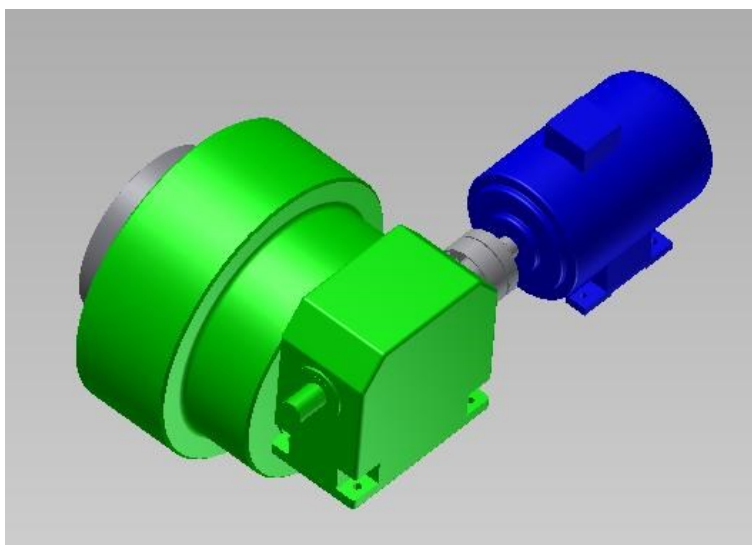
6.2 Výpočet celkového výkonu pro jednu housenici

$$P = \frac{F_T \cdot v}{1000 \cdot \eta_m} = 105 \text{ kW} \cong \mathbf{110 \text{ kW}} \quad (21)$$

F_T - tažná síla na jednu housenici [N]

v - rychlost jízdy [$m \cdot min^{-1}$]

η_m - mechanická účinnost pohonu[-]; $\eta_m = (0,6 \div 0,75)$

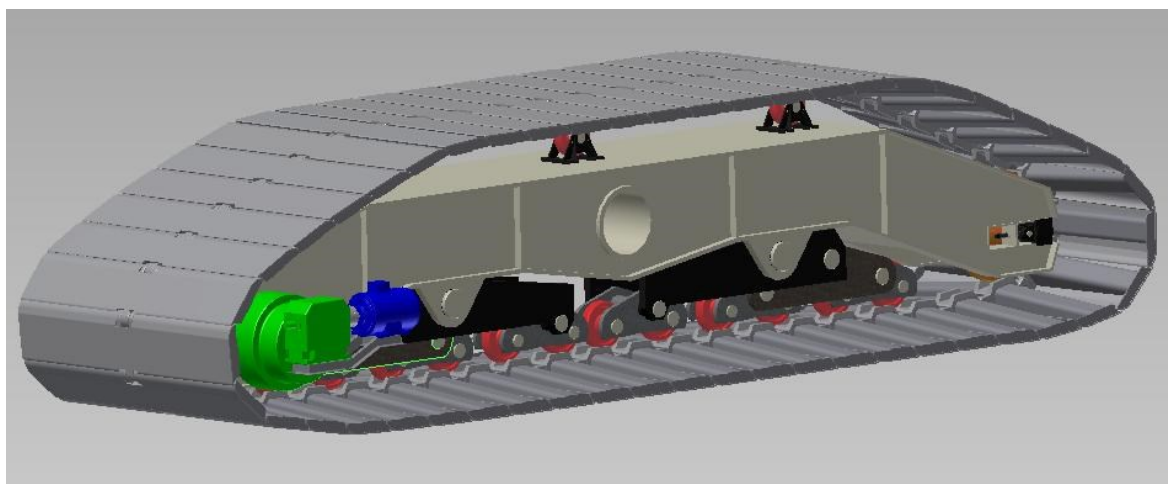


Obr.9.24.: Model sestavy pohonu housenice

Navržený výkon pohonu housenice je dostačující k tomu, aby hnacím turasovým kolem byla vyvozena potřebná tažná síla sloužící k pohybu kolesového rýpadla o hmotnosti 3900 tun. Na obrázku je model pohonu housenice, který je řešen planetovou převodovkou s přídatnou šnekovou převodovkou. Takové řešení přináší vysoké úspory na celkové hmotnosti kolesového rýpadla, kde podvozky tvoří zhuba 1/3 této váhy. K přenosu kroutícího momentu na hřídel hnacího turasového kola jsem použil pružnou hřídelovou spojku, které slouží k utlumení rázů a vyrovnává případné vychylky spojené s montáží. Motor pohonu, který je k převodovce připojen pružnou spojkou je řešen jako nízkonapěťový, asynchronní s kotvou na krátko, řízený frekvenčním měničem. Použití měniče umožňuje plynulou regulaci pojezdové rychlosti housenicového podvozku kolesového rýpadla.

7 Konstrukční návrh housenicového podvozku

V konstrukčním návrhu housenice bude řešeno pojižděcí ústrojí rýpadla, které po dobu životnosti stroje bude plnit předpokládanou funkci. Housenicový podvozek musí splňovat podmínky spolehlivosti mezi které patří únosnost, únavová pevnost, stabilita tvaru a polohy, odolnost proti porušení křehkým lomem. Splnění těchto podmínek je zárukou, že housenice nebude bránit řádné funkci kolesového rýpadla.



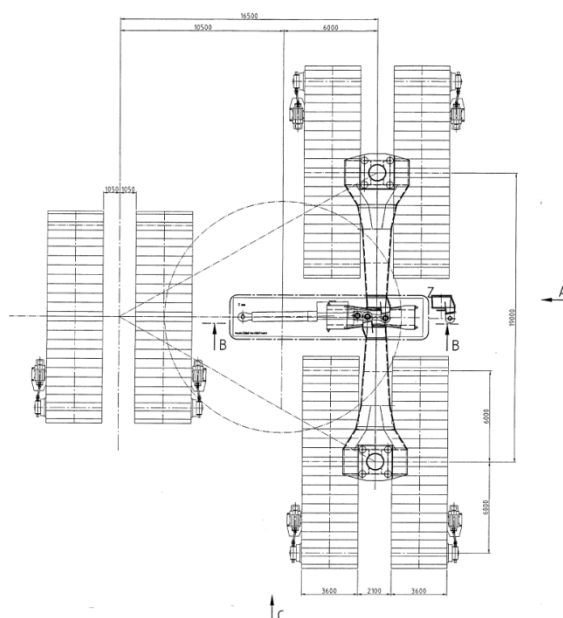
Obr.9.25.: Model housenice kolesového rýpadla

Složení housenice podvozku:

- konstrukce nosiče housenice
- hnací turasové kolo
- vratné turasové kolo
- vahadlový systém
- pojezdová kola
- opěrné kladky
- články housenice

V řešení housenice pojezdu kolesového rýpadla je zvolena varianta provedení s jednou řadou pojezdových kol a vahadel. Podmínkou pro toto řešení je dodržení technologie výroby kol, která je zapotřebí na obvodě zakalit do hloubky nejméně 10 mm. Jednotlivé housenice budou sestaveny do šestihousenicového provedení, boční dvojice bude říditelná. Zvolené řešení zajišťuje velkou nosnost, možnost velkého pohybu těžiště, překonání namáhání, která vznikají jako důsledek přenosu rypných sil a dobré podmínky pro

zatačení. Uspořádání vahadel je voleno třístupňové, které umožňuje překonávání nerovností pojezdové pláně za dodržení podmínky stability kolesového rýpadla. Jednotlivá kola se ve vahadlech otáčí na neotočných povrchově zakalených a broušených čepech. Rozteč pojezdových kol je navržena tak, aby nezpůsobovala nerovnoměrnosti měrného tlaku housenice na půdu.



Obr.9.26.: Schéma šestihousenicového uspořádání SchRs 1550

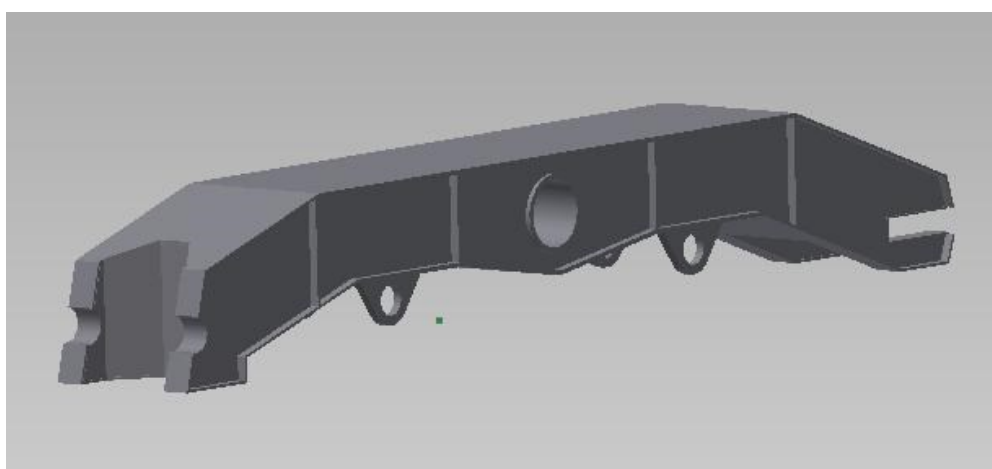
7.1 Návrh konstrukce nosiče housenice

Funkce ocelové konstrukce nosiče housenice spočívá ve vytvoření podpěrného systému, který bude zajišťovat bezpečnost pro osádku rýpadla a vytvoří podmínky pro kontrolu, údržbu a opravy. Vzhledem k poměru tíhy stroje je snahou vytvořit lehký a hospodárný svařenec podle normy ČSN 27 7008. Normou jsou určeny velikosti dílčích zatížení, mezi které patří vlastní váha, váha těženého materiálu, účinek větru a sněhu, účinky všech pasivních odporů. Jednotlivá zatížení mají vliv na maximální napětí v konstrukci. Další napětí, která mohou vznikat, jsou odpory z nesprávné montáže a násilného přizpůsobování jednotlivých částí nosiče.

Konstrukce nosiče housenice je navržena jako svařovaná, v krutu tuhá skříňová konstrukce. Materiál volím 11 503, který má zaručenou svařitelnost a splňuje požadavky s ohledem na prostředí, úroveň a rychlost zatěžování. Materiál 11 503 je uhlíková ocel s uklidněnou jemnozrnou strukturou. Nejmenší mez kluzu je $R_e = 305 \div 355 \text{ MPa}$

a pevností v tahu $R_m = 490 \div 630 \text{ MPa}$, zaručená vrubová houževnatost je do -20°C . Pevnost a životnost konstrukce je ovlivněna kvalitou svarových spojů, použité přídavné materiály nesmí mít větší obsah fosforu a síry než je obsaženo v základním materiálu. Pokud by materiál svarového spoje měl při cyklickém zatěžování výrazně větší plastičnost než základní materiál, koncentrovala by se zde cyklicky proměnlivá plastická deformace a docházelo by k poklesu odolnosti svarových spojů vůči únavě. [6]

Ve spodní části nosiče housenice jsou opěrné desky pro hydraulické zvedáky, pomocí nich lze dosáhnout úplného odlehčení jednotlivých částí podvozku pro účely kontrolních prohlídek a oprav.



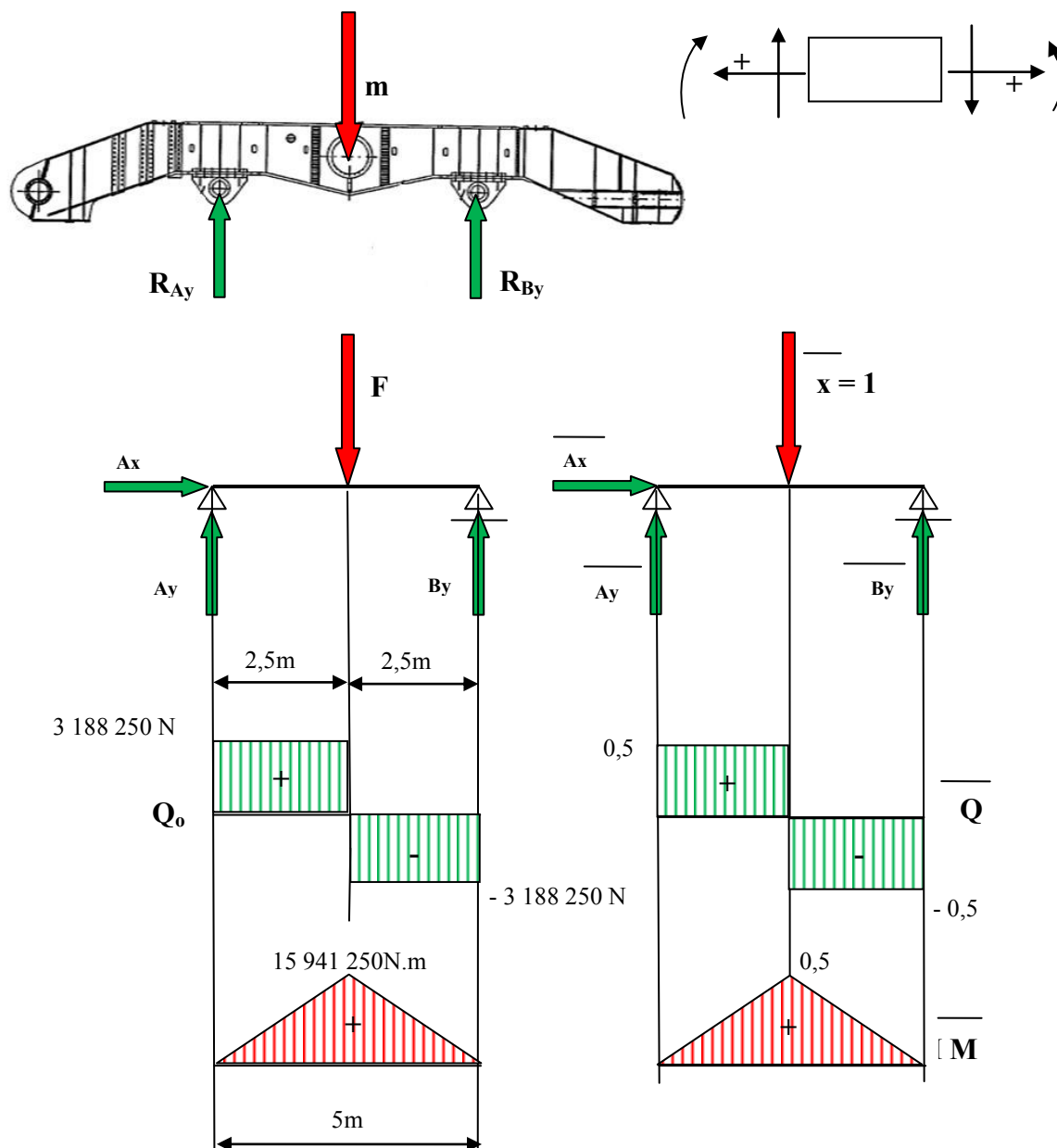
Obr.9.27.: Model konstrukce nosiče housenice

7.1.1 Pevnostní výpočet konstrukce housenicového podvozku

Předpokládám, že konstrukce bude namáhána pouze staticky neměnným zatížením. Silové nebo deformační zatížení nesmí, po dobu předpokládané životnosti, konstrukci porušit únavovým lomením. Nedá se vyloučit poškození monotónním zatížením a korozí. Počet cyklů namáhání nebude vyšší než 2 000 za dobu předpokládaného technického života konstrukce. Svary budou začistišeny a kontrolovány, aby se předešlo opravám zápalů a prasklinám vlivem pnutí. Kvalita svarových spojů přímo ovlivňuje životnost a pevnost ocelové konstrukce. [6]

Ve výpočtu jsem se zaměřil na kontrolu dovoleného průhybu konstrukce nosiče housenice, který vznikne jako reakce na zatížení od tíhy rýpadla. Největší zatížení předpokládám v oblasti uložení nosiče do spodní stavby kolesového rýpadla a části pro uložení vahadel.

Pevnost je schopnost součásti odolávat deformaci, dovolenou hodnotu průhybu stanovím pomocí silové metody. Výsledná hodnota bude porovnána s hodnotou dovolenou.



Obr. 9.28.: Grafické znázornění sil v konstrukci nosiče housenice

Výpočet reakcí:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad R_{Ax}$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad R_{Ay} + R_{By} - F = 0 \Rightarrow R_{Ay} = F - R_{By} = 3\,188\,250\,N$$

$$\sum M_{iA} = 0; \quad -F \cdot \frac{L}{2} + R_{By} \cdot L = 0 \Rightarrow R_{By} = \frac{F \cdot \frac{L}{2}}{L} = 3\,188\,250\,N$$

Zatěžující síla na jednu housenici:

$$F = \frac{m \cdot g}{6} = 6\,376\,500\,N \quad (22)$$

Výpočet reakcí za použití jednotkové síly:

$$\sum F_{ix} = 0; \quad \bar{R}_{Ax}$$

$$\sum F_{iy} = 0; \quad \bar{R}_{Ay} + \bar{R}_{By} - \bar{x} = 0 \Rightarrow \bar{R}_{Ay} = \bar{x} - \bar{R}_{By} = 0,5$$

$$\sum M_{iA} = 0; \quad -\bar{x} \cdot \frac{L}{2} + \bar{R}_{By} \cdot L = 0 \Rightarrow \bar{R}_{By} = \frac{\bar{x} \cdot \frac{L}{2}}{L} = 0,5$$

Ohybový moment konstrukce nosiče housenice:

$$M_o = \frac{F \cdot L}{2} = 15\,941\,250\,N \cdot m \quad (24)$$

Průhyb od posouvajících sil:

$$\begin{aligned} \delta_Q &= \frac{\kappa}{G \cdot A} \cdot \left(\int_0^{2,5} \boxed{+} \cdot \boxed{+} \cdot d_s + \int_0^{2,5} \boxed{-} \cdot \boxed{-} \cdot d_s \right) = \\ &= \frac{\kappa}{G_p \cdot A} \cdot (3188250 \cdot 0,5 \cdot 2,5 + (-3188250) \cdot (-0,5) \cdot 2,5) = \mathbf{0,64\,mm} \end{aligned}$$

A - plocha průřezu[m²]; $A = 1\,852\,m^2$

κ - funkce tvaru průřezu[-]; $\kappa = 1,2$

Výpočet modulu pružnosti:

$$G_p = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} = 80\,769 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} \text{ pro ocel}$$

$$\nu - \text{poissonova konstanta } [-]; \nu = 0,3$$

Průhyb od ohybového momentu:

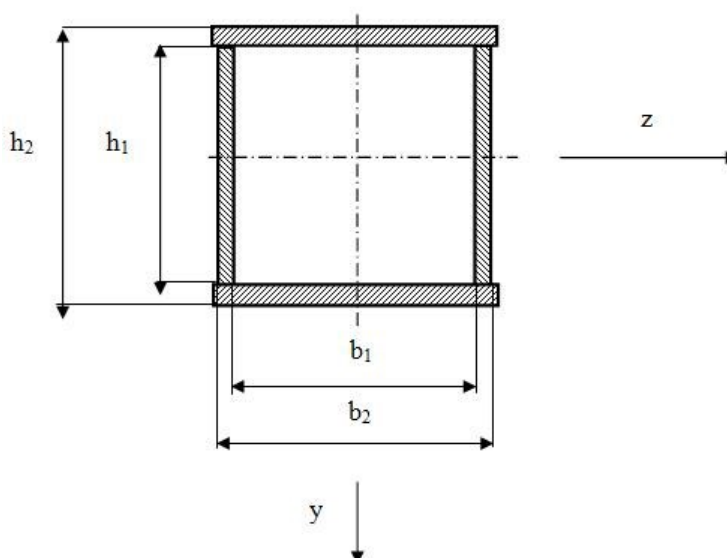
$$\begin{aligned} \delta_M &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\int_0^{2,5} \triangle^+ \cdot \triangle^+ \cdot d_s + \int_0^{2,5} \triangle^+ \cdot \triangle^+ \cdot d_s \right) = \\ &= \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot 0,5 \cdot 15\,941\,250 \cdot 2,5 + \frac{1}{3} \cdot 0,5 \cdot 15\,941\,250 \cdot 2,5 \right) = \mathbf{1,48 \text{ mm}} \end{aligned}$$

Výpočet momentu setrvačnosti:

$$J = \frac{1}{12} \cdot (h_2 \cdot b_2^3 - h_1 \cdot b_1^3) = 8\,359 \text{ cm}^4 \quad (26)$$

$$h_1 = 936 \text{ mm}; h_2 = 1\,036 \text{ mm}$$

$$b_1 = 1\,190 \text{ mm}; b_2 = 1\,290 \text{ mm}$$



Obr.9.29.: Profil konstrukce nosiče housenice [6]

Výpočet celkového průhybu:

$$\delta_c = \delta_Q + \delta_M = 2,12 \text{ mm}$$

$$2,12 < \frac{5000}{1000} = 5$$

Vyhovuje podmínice

Celkový průhyb δ_c ovlivňuje, z největší části, průběh ohybového momentu M_o , který je vyvolán tíhou kolesového rýpadla. Výpočtem jsem zjistil, že celkový průhyb nepřekračuje povolenou hodnotu a nosič housenice vyhovuje. Tabulky k výpočtu průhybů jsou součástí přílohy této diplomové práce.

Výpočet napětí v průřezu nosiče housenice:

$$W_o = \frac{2 \cdot J}{b_2} = \frac{1}{6 \cdot b_2} \cdot (h_2 \cdot b_2^3 - h_1 \cdot b_1^3) = 6,23 \cdot 10^7 \text{ mm}^3 \quad (27)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = 190,7 \text{ MPa} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = 208 \text{ MPa}$$

Vyhovuje podmínice

Napětí σ_o v konstrukci nosiče housenice nepřekročilo dovolenou hodnotu napětí σ_{Do} a proto je možné konstatovat, že navržená konstrukce spolehlivě přenesne tíhu kolesového rýpadla na pojezdovou podložku.

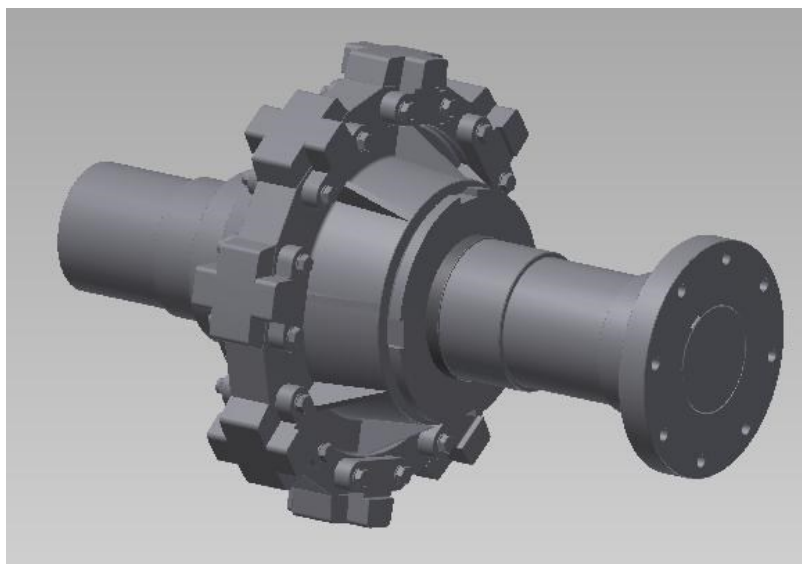
7.2 Nátěr konstrukce nosiče housenice

Předpokladem pro volbu vhodného nátěru je fakt, že konstrukce bude vystavena vlivu korozního prostředí při teplotách od -30°C do $+60^\circ\text{C}$. Před nátěrem bude provedena kontrola svarů, které musí být celoobvodové. Nosič housenicového podvozku bude bez průlezných otvorů, proto je zapotřebí před uzavřením provést vysátí nečistot a potom vzduchotěsně a vodotěsně uzavřít. Hrany ocelové konstrukce musí být bez otřepů, zápalů a otvory pro šrouby zaobleny minimálním rádiusem $R = 2 \text{ mm}$. Nátěr bude složen ze dvou základních a dvou uzavíracích vrstev. Mezi nanášením jednotlivých vrstev je zapotřebí nechat předchozí vrstvu vždy částečně vytvrdnout. Svary, otvory, hrany a obtížně přístupná místa budou před prvním nástřikem opatřeny pásovým nátěrem, ručně štětcem. Je zapotřebí, aby nátěr nebyl prováděn při vyšší vlhkosti vzduchu než 75% a teplotě nemí poklesnout pod 5°C . [6]

7.3 Návrh hnacího turasového kola s hřídelí

Hnací turasové kolo je uloženo na hřídeli, vše je vloženo do konstrukce nosiče housenice. V místě uložení do rámu je hřídel opatřena kluznými pouzdry, která jsou mazána. Turasové kolo je na hřídeli zajištěno proti sjetí zajišťovací maticí, dále je kolo proti protočení jištěno drážkou. K přenosu výkonu pohonu je mezi převodovkou a hřídelí turasu je nalisována pružná hřídelová spojka. Turasové kolo je na svém průměru osazeno unašeči, které je možné v případě potřeby vyměnit.

7.3.1 Výpočet rozměrů hnacího turasového kola



Obr.9.30.: Hnací turasové kolo s hřídelí a spojkou

Výpočet průměru hnacího turasového kola - D_T

$$D_T = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = 1\,280\,mm \quad (28)$$

t - rozteč článků housenice [mm]

z - počet zubů turasového kola [mm]

Výpočet vnitřního průměru turasového kola - d_T

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_{omax}}{\delta_{DO}}} = 315,28 \text{ mm} \cong \text{volím } d_T = \mathbf{420 \text{ mm}} \quad (29)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{omax} = \frac{F_T}{2} \cdot \frac{L_1}{2} = 608\,923 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (30)$$

Výpočet dovoleného napětí:

$$\delta_{DO} = \frac{R_e}{k} = 198 \text{ MPa} \quad (31)$$

R_e - mez kluzu; pro materiál 16 240 je $R_e = 590 \text{ MPa}$

k - bezpečnost; $k = 3$

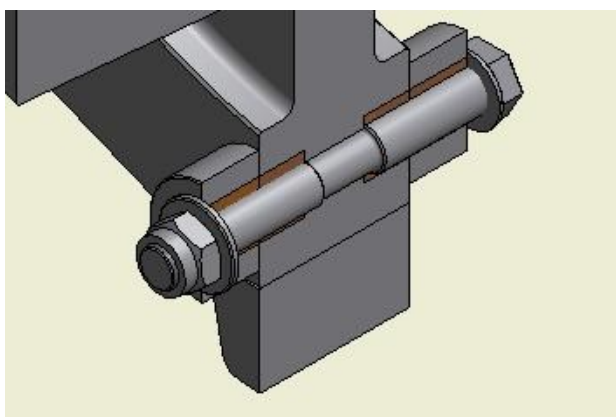
F_T - tažná síla pohonu housenicového podvozku; $F_T = 1\,645\,740 \text{ N}$

L_1 - navrhovaná délka hřídele pod uložení; $L_1 = 1\,480 \text{ mm}$

Výpočet šířky turasového kola – b

$$p = \frac{F}{d_T} \leq p_D \Rightarrow b = \frac{F_T}{p_D \cdot d_T} = 535,07 \text{ mm} \cong \text{volím } b = \mathbf{550 \text{ mm}} \quad (32)$$

p_D - dovolený měrný tlak; $p_D = (6 \div 15) \text{ MPa} \cong \text{volím } p_D = 8 \text{ MPa}$

7.3.2 Návrh šroubového spoje záběrného kamene hnacího turasu

Obr.9.31.: Šroubový spoj unašeče hnacího turasového kola

Výpočtem šroubového spojení navrhnu velikost závitu šroubu záběrného unašeče hnacího turasového kola a kontrolním výpočtem statické bezpečnosti závitové části provedu kontrolu správnosti návrhu.

Výpočet provozní síly na jeden šroub:

$$F_{p1} = \frac{F_T}{i} = 205\,718\,N \quad (33)$$

i - počet šroubů v záběru [-]; $i = 8$

Výpočet velikosti závitu šroubu:

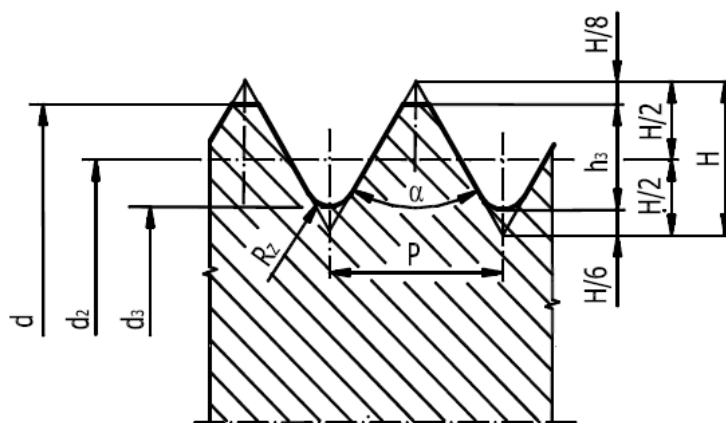
$$\delta_t \leq \delta_{Dt}$$

$$\frac{F_{p1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{p1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = 26,805\,mm \quad (34)$$

Materiál šroubu dle ČSN volím **14 220**

Pro materiál 14 220 je mez kluzu $R_e = 590\,MPa$

Dle ČSN **02 1101** volím rozměr závitu **M 30 x 2**



Obr.9.35.: Znáznornění rozměrů závitu [7]

Význam	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr závitu - jmenovitá velikost	d	30	[mm]
Střední průměr závitu	d ₂	28,701	[mm]
Malý průměr závitu	d ₃	27,546	[mm]
Stoupání	P _h	2	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]
Výška závitu	h ₃	0,289	[mm]

Tabulka 3: Tabulkové rozměry závitu šroubu [7]

7.3.3 Výpočet statické bezpečnosti závitové části

Pro pevnostní kontrolu jádra závitu o malém průměru d_3 použijí pevnostní hypotézu podle Guesta.

Výpočet normálového napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_{P1}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{4 \cdot F_{P1}}{\pi \cdot d_3^2} = 345,4 \text{ MPa} \quad (35)$$

d_3 – vnitřní průměr zvoleného závitu [mm]

F_{P1} - provozní síla působící na jeden šroub; $F_{P1} = 205\,718 \text{ N}$

Výpočet smykového napětí od utahovacího momentu matice - M_{TZ}

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{F_{P1} \cdot \tan(\psi' + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{16}} = 5,3 \text{ MPa} \quad (36)$$

ψ' - úhel stoupání zvoleného závitu [°]

φ' - redukovaný třecí úhel zvoleného závitu [°]

Výpočet úhlu stoupání závitu – ψ'

$$\psi' = \arctan \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = 1,271^\circ \quad (37)$$

P_h - stoupání zvoleného závitu; $P_h = 2 \text{ mm}$

d_2 - střední průměr zvoleného závitu; $d_2 = 28,701 \text{ mm}$

Výpočet redukovaného třecího úhlu zvoleného závitu - φ'

$$\varphi' = \arctan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha''}{2}} = 13,004^\circ \quad (38)$$

f_z - součinitel smykového tření v závitech pro kombinaci materiálů

$f_z = (0,20 \div 0,30)$ pro ocel – litina; volím $f_z = 0,2$ [7]

α'' - úhel profilu zvoleného závitu; $\alpha'' = 60^\circ$

Kontrola samosvornosti zvoleného závitu:

$$\psi = 1,271 < \varphi' = 13,004$$

Vyhovuje podmínice samosvornosti

Výpočet statické bezpečnosti podle Guesta:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_s^2} = 21,4 \text{ MPa} \quad (39)$$

σ_t - normálové napětí v tahu; $\sigma_t = 345,4 \text{ MPa}$

τ_s – smykové napětí od utahovacího momentu matice; $\tau_s = 5,3 \text{ MPa}$

Kontrola statické bezpečnosti:

$$\sigma_{red} = 21,4 \text{ MPa} \leq \frac{R_e}{k'_s} = 393 \text{ MPa}$$

R_e - mez kluzu pro materiál 14 220; $R_e = 590 \text{ MPa}$

k'_s - součinitel statické bezpečnosti; $k'_s = 1,5$

Vyhovuje podmínice bezpečnosti

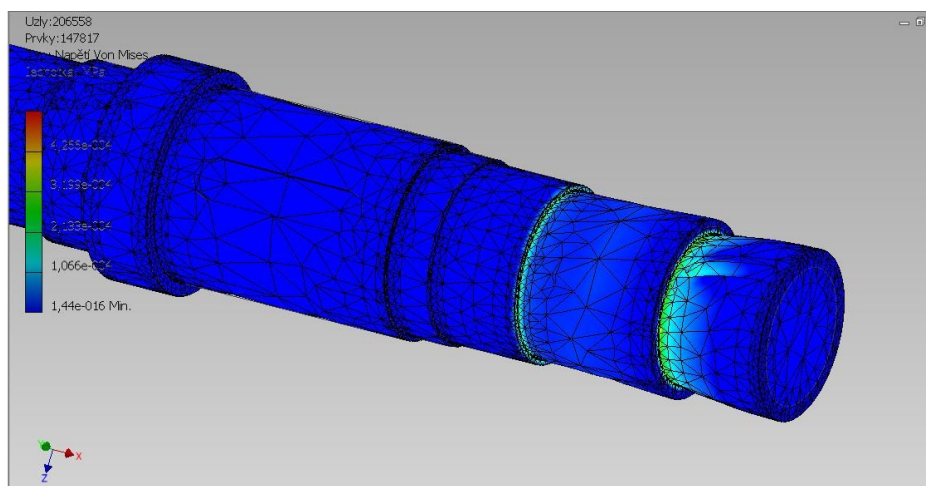
Skutečná hodnota součinitele bezpečnosti:

$$k_{sk} = \frac{R_e}{k'_s} = 27,6 \quad (40)$$

Skutečnou kontrolou bezpečnosti jsem ověřil správnost velikosti navrženého šroubu a kontrola samosvornosti prokázala, že nebude docházet k jeho povolování v závitové části. Navržené řešení má tak vysokou hodnotu skutečné bezpečnosti z důvodu předpokládaného provozu housenicového podvozku.

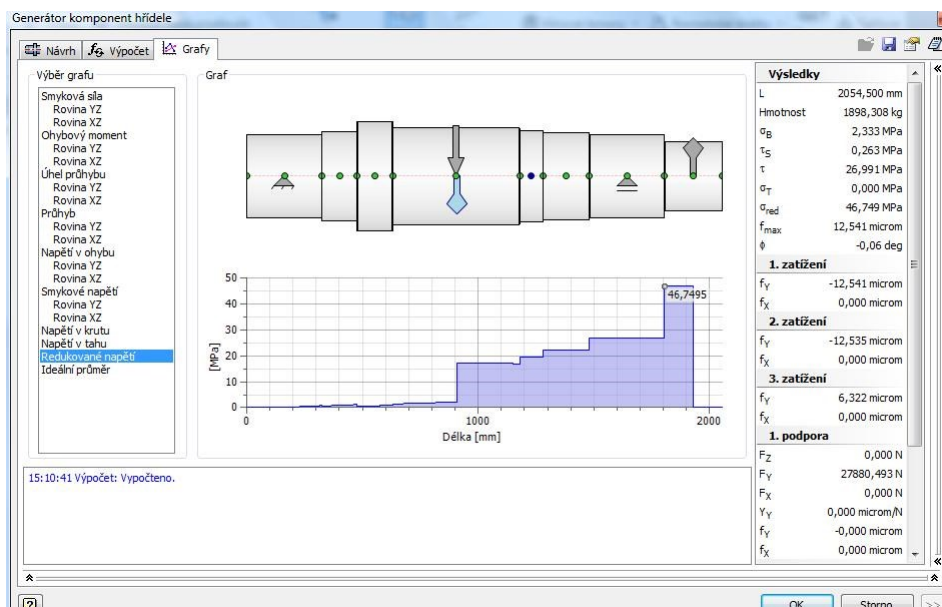
7.3.4 Kontrola celkové bezpečnosti navržené hřídele

Výpočtem bezpečnosti zkontroluji průřez hřídele s největší koncentrací napětí, kterou předpokládám ve vrubu hřídele mezi průměry pod hřídelovou spojkou a ložiskem. Správnost úvahy o namáhání hřídele je ověřena programem Inventor a průměr hřídele pod spojkou je zatížen kroutícím momentem od pohonu housenice.



Obr.9.33.: Simulace namáhání konce hřídele hnacího turasu

Zadáním modelu hřídele do generátoru je vyšetřena potřebná hodnota napětí, která slouží pro další výpočet výsledné bezpečnosti ve vrubu namáháné části hřídele turasového kola.



Obr.9.34.: Graf s vypočtenými hodnotami napětí

Výpočet trvalé meze únavy:

$$\sigma_{co} = 0,43 \cdot R_m = 228 \text{ MPa} \quad (41)$$

R_m - mez únavy materiálu; pro materiál 12 050.1 $\Rightarrow R_m = 530 \text{ MPa}$

Výpočet součinitele vrubu:

$$\beta_{\sigma A} = \alpha_{\sigma A} \cdot \sqrt{\frac{r}{R_F}} = 2,73 \quad (42)$$

r - poloměr zaoblení; $r = 2 \text{ mm}$

$\alpha_{\sigma A}$ - součinitel tvaru pro ohyb; $\alpha_{\sigma A} = \alpha_{\tau A} \cdot 1,3 = 2,73$

$\alpha_{\tau A}$ - součinitel koncentrace napětí pro krut; volím $\alpha_{\tau A} = 2,1$ [7]

R_F - fiktivní poloměr vrubu [mm]

Výpočet fiktivního poloměru vrubu:

$$R_F = r \cdot S^* \cdot \rho^* = 0,243 \text{ mm} \quad (43)$$

r - poloměr zaoblení; $r = 2 \text{ mm}$

S^* - součinitel pevnostní hypotézy

ρ^* - materiálová konstanta zrna; $\rho^* = 0,05$ [7]

Výpočet součinitele pevnostní hypotézy:

$$S^* = \frac{2-v}{1-v} = 2,43 \quad (44)$$

v - Poissonova konstanta pro ocel; $v = 0,3$

Výpočet meze únavy v konkrétním místě:

$$\sigma_{coA}^* = \sigma_{co} \cdot \frac{\varepsilon_{\tau A} \cdot v_{\sigma}}{\beta_{\sigma A}} = 10,52 \text{ MPa} \quad (45)$$

v_{σ} - součinitel jakosti průměru; pro $d = 300 \text{ mm} \Rightarrow v_{\sigma} = 0,4$ [7]

$\varepsilon_{\tau A}$ - součinitel jakosti povrchu; pro $R_m = 500 \text{ MPa} \Rightarrow \varepsilon_{\tau A} = 0,9$ [7]

σ_{co} - trvalá mez únavy; $\sigma_{co} = 0,43 \cdot R_m = 227,9 \text{ MPa}$

Tabulka znázorňuje hodnoty napětí v kontrolovaném průřezu hřídele, které byly vyšetřeny po zadání kroutícího momentu a hmotnosti pohonu turasu do generátoru hřídelí v programu Inventor.

Délka	L	2054,500 mm
Hmotnost	Hmotnost	1898,308 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	2,333 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,263 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	26,991 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	46,749 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	12,541 microm
Úhel zkroucení	φ	-0,06 deg

Tabulka 4: Vypočtené hodnoty napětí

Výpočet dynamické bezpečnosti:

$$k_D = \frac{\sigma_{coA}^*}{\sigma_B} = 4,52 \quad (46)$$

σ_B - napětí v ohybu [MPa]; $\sigma_B = 2,33 \text{ MPa}$ (odečteno z grafu)

Výpočet statické bezpečnosti:

$$k_\tau = \frac{\tau_{kt}}{\tau \cdot \alpha_{\tau A}} = \frac{0,57 \cdot R_m}{\tau \cdot \alpha_{\tau A}} = 3,08 \quad (47)$$

τ - napětí v krutu; $\tau = 26,9 \text{ MPa}$ (odečteno z grafu)

$\alpha_{\tau A}$ - součinitel koncentrace napětí pro krut

R_m - mez únavy materiálu

Výpočet výsledné bezpečnosti:

$$k_v = \frac{k_D \cdot k_\tau}{\sqrt{k_D^2 \cdot k_\tau^2}} = 2,55 \geq k_{VD} = 2 \Rightarrow \text{vyhovuje podmínice} \quad (48)$$

k_{VD} - výsledná dovolená bezpečnost; $k_{VD} = (1,5 \div 2)$

Vzhledem k předpokládanému většímu zatížení hřídele turasového kola provozních podmínek, ve kterých se předpokládá provoz housenicového podvozku, je materiál hřídele volen 12 050.1. Tento materiál je schopen lépe snášet napětí, která jsou důsledkem kroutícího momentu a příčné síly vzniklé tíhou rotujících součástí a hmotnosti hřídele.

7.4 Pevnostní kontrola pera hřídelové spojky

Pro výpočet použijí vztah pro pevnostní kontrolu na otláčení:

$$\frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_{D2} \Rightarrow l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = 7,3 \text{ mm} \quad (49)$$

l' - minimální délka pera [mm]

p_{D2} - dovolený měrný tlak pro ocelovou spojku; $p_{D2} = 100 \text{ MPa}$

F_2 - síla zatěžující boky pera [N]

Výpočet síly zatěžující boky pera:

$$F_2 = \frac{M_{KS} \cdot k_A}{\frac{d_h + t_1}{2}} = 8\,033 \text{ N} \quad (50)$$

M_{KS} - kroutící moment v místě spojky [$\text{N} \cdot \text{m}$]

k_A - součinitel záběrového momentu; $k_A = 2,3$ [7]

d_h - průměr hřídele; $d_h = 300 \text{ mm}$

Výpočet kroutícího momentu - M_{KS}

$$M_{KS} = F_T \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} = 543\,094 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (51)$$

F_T - tažná síla pohonu [N]

D - průměr hřídelové spojky; $D = 660 \text{ mm}$

Volba délky pera:

$$l = l' + b = 7,3 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím délku pera } l = 210 \text{ mm} \quad (52)$$

materiál	l [mm]	b x h [mm]	t ₁ [mm]	t [mm]	R ₁ [mm]
11 600	210	50x28	11	17	2

Tabulka 5: Tabulka rozměrů pera

Volím **PERO 50e7 x 28 x 210** dle ČSN 02 2562

Kontrola pera na otláčení:

$$p_{D2} = 100 \text{ MPa} \geq \frac{F_2}{l_p \cdot t_1} = 8,85 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (53)$$

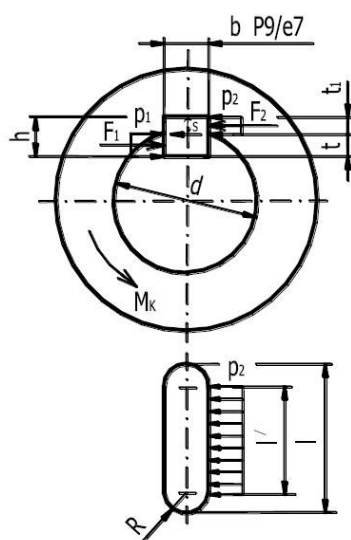
Délka přímé části boku pera:

$$l_p = l - b = 160 \text{ mm} \quad (54)$$

Kontrola pera na střih:

$$\tau_s \leq \tau_{DS}$$

$$\tau_s = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{2 \cdot M_{KS}}{d \cdot l \cdot b} = 1,4 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} = 30 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (55)$$

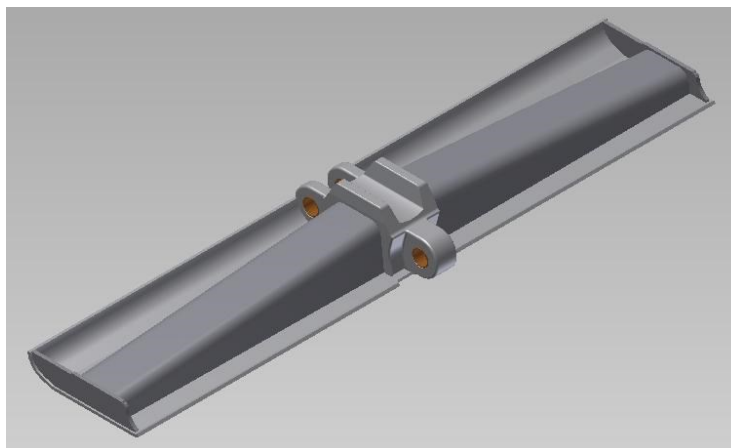


Obr.9.34.: Schéma silových poměrů spojení perem [5]

7.5 Návrh článku housenicového podvozku

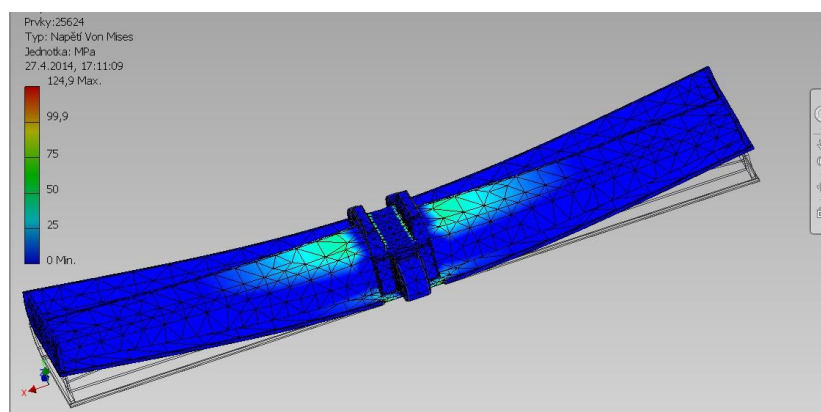
Článek housenice podvozku je navržen pro jednořadové uspořádání pojezdových kol a je tvořen odlitkem střední části, spodním plátem a výztuhami. Odlitek střední části je z austenitické oceli 42 2920 a jednotlivé díly jako jsou plát a výztuhy jsou lisovány z materiálu 11 503, který má dobré vlastnosti pro svařitelnost. Spodní plát housenicového článku má hladké uchycovací plechy, aby byl odpor při průjezdu obloukem na nízkém stupni. Rozteč jednotlivých článků je volena tak, aby zaručovala dobrý záběr unašečů kola hnacího turasu a článků. Při nedodržení této podmínky by docházelo možná až k destruktivním tahům v housenicovém řetězu. Prostřednictvím čepů jsou jednotlivé články propojeny do nekonečného řetězu. Jednotlivé čepy jsou v okách článků po obou stranách jištěny přivařeným praporkem. Dráha článku, po které jezdí pojezdová kola, je řešena tak, že žlábek ve střední části má o 5% větší poloměr než je poloměr kola.

Kraj obvodu, v dráze pojíždění jsem zaoblil, abych zachoval přijatelný dotyk kola o článek, který vzniká při velkém příčném sklonu.



Obr.9.35.: Článek housenice

Vzhledem k tomu, že se článek bude provozem opotřebovávat, volil jsem nad okem čepu silnější materiál než pod ním. V okách pro čepy je článek opatřen pouzdry, ta zabrání vydírání materiálu oka a čepů vlivem vysokého tření, které provozem housenice bude vznikat. Boční plochy ok mají vytvořeny vybrání, které umožňuje pohyb článků v okách při přechodu přes turasová kola.



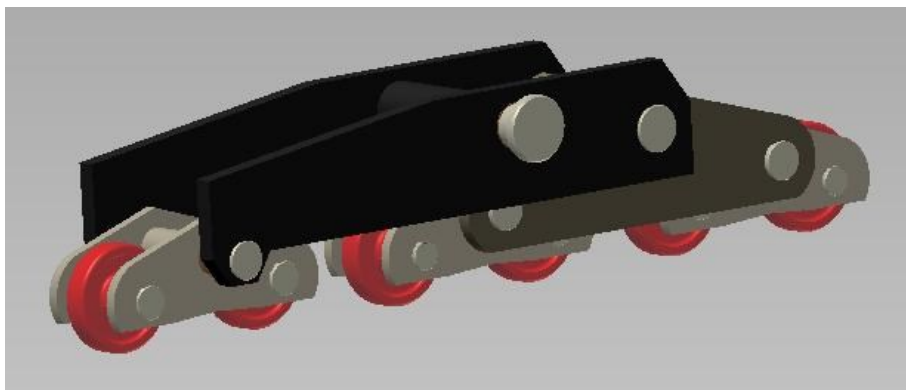
Obr.9.36.: Koncentrace napětí v článku housenice po zatížení

Článek jsem zatížil tlakem, který vzniká pojížděním pojezdových kol po odlitku článku, a programem Inventor jsem vyšetřil koncentrace napětí. Na pojezdové kolo působí síla 450 kN , která je dána rozložením hmotnosti stroje v konstručních částech housenicového podvozku. Z obrázku je patrné, že k největšímu namáhání dochází v místě svarů plátu a výztuh na střední část, ta je tvořena odlitkem.

7.6 Návrh třístupňového vahadla housenice

Vahadlový systém se skládá ze dvou velkých šestikolových vahadel, která jsou v místě uchycení vahadel housenicového nosiče uložena kyvně a fixována vůči pevné ose. Vahadlem je, od hmotnosti kolesového rýpadla, přenášena síla na pojezdová kola a to pomocí pohybů jako na páce. Pojezdová kola jsou v párech ve dvoukolových malých vahadlech na pevných čepech, kolem kterých se mohou pohybovat v kluzném ložisku a axiálně se opírají o boční kroužky.

Takové uspořádání vahadel zajistí dostatečnou volnost pohybu mezi jednotlivými komponenty systému podvozku tak, že nerovnosti terénu mohou být bezproblémově přejížďeny. Svislé zatížení je přenášeno rovnoměrně přes kyvný systém a pojezdová kola na řetěz housenice.



Obr.9.37.: Třístupňové uspořádání šestikolového vahadla

Všechny části vahadla jsem řešil s vnitřní výztuhou, která bude zachycovat vzniklé krouticí momenty a bude vést pojezdová kola v jejich směru pojezdu. Jednotlivé díly vahadla jsou voleny jako svařovaná konstrukce z ocelového plechu 11 503.

Pojezdová kola jsou navržena ze zušlechtěné, hluboce tvrzené legované oceli. Vedení kol je zajištěno vnitřní plochou podélných vzpěr článků. Rozestup mezi pojezdovými koly jsem volil tak, aby vždy jedno pojezdové kolo zatěžoval jeden článek řetězu housenice.

Při pojíždění pojezdových kol po housenicových plátech, vznikají změny v jejich zatížení, které jsou rozdílné při přejezdu mezi dvěma housenicovými články. Dochází k mírnému zdvihání jedné části článku a boření druhé, to nazýváme dýcháním housenice.

8 Provozní podmínky

Housenicový podvozek je určen pro nasazení v lokalitě s kontinentálním podnebím při teplotách od -25°C do $+35^{\circ}\text{C}$. Materiál pojezdové pláně bude lepidlo, jílovitý a pevný. Povolená hodnota větru je za provozu 20 m/s . Předpokládám provozní dobu 24 *hodin* denně s efektivní dobou provozu 5 000 provozních hodin za rok.

8.1 Bezpečnostní pokyny provozu

Při provozu housenicového podvozku je zapotřebí pro prevenci nehod, pro bezpečnost obsluhujícího personálu a stroje dbát následujících pokynů:

- Provozovat housenicový podvozek lze pouze v bezvadném stavu.
- Před počátkem uvedení do pohybu vykázat všechny osoby pracovního dosahu.
- Zajistit aby nikdo nebyl ohrožen pojíždějícím strojem. Dávat varovné signály. Během provozu se nesmí v prostoru podvozků zdržovat žádné osoby.
- Před uvedením housenicového podvozku do provozu zkontrolovat, zda jsou pohony a brzdy v bezvadném stavu.
- Při přetížení okamžitě zastavit pohyb.
- Při projíždění nerovným terénem nepřekročit přípustné úhly náklonu.
- Dodržovat bezpečnou vzdálenost k hraně svahu.
- Při funkčních kontrolách ihned zastavit a zajistit proti neoprávněnému spuštění.
- Při ohrožení lidského života neopatrnu manipulací poblíž podvozku jej neprodleně vypnout.
- Během provozu housenicových podvozků se nesmí opouštět řídicí stanoviště.
- Při přerušení provozu je možné opustit řídicí stanoviště, pokud byly vypnuty jednotlivé pohony.
- Při ukončení práce podvozky dostatečně zajistit proti nekontrolovatelnému pohybu a neoprávněnému spuštění.
- Místní provoz jednotlivých pohonů je povolen pouze v rámci inspekčních prohlídek a údržby.
- Provádět pouze práce, pro které jsou splněny kvalifikační předpoklady a neprovádět svévolnou údržbu a opravy.

8.2 Obsluha a inspekční prohlídky

Provozní spolehlivost, bezporuchový chod a životnost housenicových podvozků, jsou přímo závislé na pečlivém a odborném čištění, inspekčních prohlídkách a údržbě. Inspekční prohlídky jsou vizuální kontroly, při kterých mohou být použity pomůcky pro zjištění skutečného stavu dané součásti se stavem referenčním.

Napínání housenicových řetězů:

Se zvětšujícím se opotřebením čepů a pouzder jednotlivých článků housenicového řetězu dochází k jeho prodloužení a tím se napnutí snižuje. Při kontrole napnutí je zapotřebí stát na rovné podložce. Měření průhybu se provádí mezi dvěma opěrnými kladkami v horní části housenice. Pokud je napnutí příliš nízké je nutné housenicový řetěz dotáhnout. Doporučuji povolenou hodnotu průhybu maximálně 250 mm. Napnutí je možné pomocí kola vratného turasu.

Kontrola opotřebení článků řetězu:

Unašeče hnacího turasového kola svými dotykovými plochami přicházejí do povrchového kontaktu s článkem řetězu, tím dochází k jeho opotřebování. Pokud vykazují bočnice článků větší opotřebení je potřeba je vyměnit, hranice opotřebení je stanovena při povrchovém otěru 9 mm. Pro kontrolu čepů a pouzder je zapotřebí vytypované demontovat, aby byla lépe určena míra opotřebení. Pokud jsou stěny pouzdra menší než 3,5 mm, je potřeba taková pouzdra vyměnit.

Kontrola vahadlového systému:

Provozem housenicového podvozku může docházet k deformacím a trhlinám v ocelové konstrukci vahadel, což se projeví poškozením nátěru. Taková to místa je potřeba očistit a následně zavařit. Pozornost je také nutné věnovat opotřebení axiálního uložení vahadel, které je vymezena otěrovým kroužkem. Součet hodnot obou kroužků nesmí překročit hodnotu 2 mm. Hranice radiální vůle, která je vymezena pouzdry a čepy je stanovena na 10 mm. Pojezdová kola mají v původním stavu Ø550 mm, zde je stanovena horní hranice opotřebení Ø530 mm.

Při porušení nebo deformaci materiálu v pohyblivých plochách musí být kola ihned vyměněna, protože deformace mohou vést k zablokování kola a zvýšenému opotřebení článků řetězu.

Kontrola hnacího turasového kola:

Zvětšená vůle uložení hnacího turasu se projevuje zvýšenou hlučností, ke které dochází při záběru unašečů do článků řetězu. Hranice opotřebení pouzder je na hodnotě 13 mm tloušťky stěny pouzdra. Měření vůle pouzdra lze provést po sejmutí krytů hřídele. Při inspekční prohlídce je zapotřebí sledovat vystupující tuk z pouzder a centrickou polohu kola. V případě zjištění zvětšeného opotřebení pouzder je nutná jejich výměna aby se předešlo nežádoucím destruktivním jevům. Unašeče turasového kola mohou mít maximální hodnotu opotřebení 9 mm. Výměna těchto unašečů se provádí na místě, pootáčením kola turasu vzniká prostor na jejich výměnu. Při výměně je zapotřebí též vyměnit i lícované šrouby.

8.3 Mazání housenicového podvozku

Mazání je určeno mazacím předpisem jednotlivých částí stroje, jeho dodržování chrání stroj před poruchami pohyblivých částí, zmenšuje tření pohybujících se dílů, zabraňuje vnikání nečistot do ložisek a tím zajišťuje klidný a bezporuchový housenicového podvozku a prodlužuje jeho životnost. Mazání lze provádět ručně nebo pomocí centrálního mazacího systému.

V současné době se používá jedno potrubních mazacích systémů s progresivními rozdělovači. Rozdělovače jsou řízeny hydraulicky v řadách za sebou. Jejich pístek je řízen a pohybován přiváděným tukem a to tak, že všechna místa na něj napojená, jsou nuceně mazána jedno po druhém. Pokud dojde k zabránění průtoku maziva v rozdělovači nebo kdekoliv v celé soustavě na něm napojené, dojde k jeho zablokování. Progresivní rozdělovače jsou složeny z elementů, které se dají variabilně obměňovat, což má za výhodu, že dodání správného množství tuku k jednotlivým mazaným místům lze nastavovat nebo individuálně měnit.

Centrální mazací systémy jsou, kromě rozdělovačů, vybaveny pumpou se zásobníkem tuku v prachotěsném provedení. Jednotlivé cykly a intervaly mazání jsou řízeny elektronickým systémem, který je nastaven podle potřeb mazaného místa. Tímto systémem je vyhodnocen stav náplně zásobníku a poškozená místa rozvodu. Používané mazací tuky jsou NLGI třídy 000 až 2 s označením EP (extrémní tlak). Nedoporučuje se použití maziva s obsahem pevných částic, jako jsou grafit a hliník.

Závěr

Zadání diplomové práce bylo řešeno pojednotlivých bodech. V úvodu je řešena problematika housenicového podvozku a návrhy řešení. Samostatnou částí je řešen způsob využití jednotlivých pojezdových mechanismů v závislosti na používané technologii lomového dobývání.

V následujícím průběhu práce byl vypracován rozbor zatížení podvozku rýpadla o hmotnosti 3 900 t, vypočteny jednotlivé druhy odporů. Návodem k výpočtu byla skripta Hojdar, J.: Povrchové dobývací stroje I, Ostrava 1991 a skripta Gondek, H.: Těžební a zpracovatelské stroje II, Ostrava 2010. Na základě těchto výpočtů jsem mohl přistoupit k dalšímu kroku, kterým byl výpočet výkonu pohonu podvozku.

V konstrukčním návrhu housenice jsem vytvořil její model, modelováním v programu Inventor, popsal a vypočetl hlavní konstrukční prvky. Hlavní navržené části jsem početně a graficky zkontroloval, abych si potvrdil správnost navrženého řešení.

V závěru diplomové práce jsou popsány základní provozní podmínky spojené s provozem kolesových rýpadel na povrchových dolech podle vyhlášky ČBÚ 26/1989 Sb., ve kterých jsou zohledněny pokyny pro obsluhu, kontrolní činnosti a doporučené mazací technologie.

Součástí diplomové práce je detailní výkresová dokumentace článku housenice, sestavný výkres hnacího turasu s hřídelí a výkres hnacího turasového kola. Dokumentace je vyhotovena v programu Inventor. V příloze jsou obsaženy tabulky vzorců pro pevnostní výpočet nosiče housenice.

Seznam obrázků

	strana
Obr.9.10.: Schéma uspořádání housenicových podvozků	8
Obr.9.11.: Pohon housenice SchRs 1550 doly Tušimice	9
Obr.9.12.: Hnací turasové kolo SchRs 1550 doly Tušimice	10
Obr.9.13.: Třístupňové uspořádání vahadel SchRs 1550 doly Tušimice	11
Obr.9.14.: Pohled na povrchový lom Sokolovská uhelná	12
Obr.9.15.: Hydraulický kráčivý podvozek KU 800 doly Bílina	13
Obr.9.16.: Hydraulický mezikruhový podvozek ZPD 8800 doly Bílina	14
Obr.9.17.: Kolesové rýpadlo K 650 doly Bílina	15
Obr.9.18.: Kolesové rýpadlo KU 300 doly Tušimice	16
Obr.9.19.: Kombinovaný skládkový stroj KSS 3500/4000 doly Tušimice	17
Obr.9.20.: Pevná strana kolejového podvozku KSS 3500/4000 doly Tušimice	18
Obr.9.21.: Znázornění valivého odporu z přímé jízdy	19
Obr.9.22.: Silové poměry při jízdě do oblouku	22
Obr.9.23.: Schéma zaboření pásu při jízdě do oblouku	23
Obr.9.24.: Model sestavy pohonu housenice	26
Obr.9.25.: Model housenice kolesového rýpadla	27
Obr.9.26.: Schéma tříbodového uspořádání SchRs 1550	28
Obr.9.27.: Model konstrukce nosiče housenice	29
Obr.9.28.: Grafické znázornění sil v konstrukci nosiče housenice	30
Obr.9.29.: Profil konstrukce nosiče housenice	32
Obr.9.30.: Hnací turasové kolo s hřídelí a spojkou	34
Obr.9.31.: Šroubový spoj unašeče hnacího turasového kola	35
Obr.9.32.: Znázornění rozměrů závitu	36
Obr.9.33.: Simulace namáhání konce hřídele hnacího turasu	39
Obr.9.34.: Graf s vypočtenými hodnotami napětí	39
Obr.9.35.: Schéma silových poměrů spojení perem	43
Obr.9.36.: Článek housenice	44
Obr.9.37.: Koncentrace napětí v článku housenice po zatížení	44
Obr.9.38.: Třístupňové uspořádání šestikolového vahadla	45

Seznam tabulek

	strana
Tabulka 1: - Součinitel měrného tlaku k tuhosti pojezdové pláň	21
Tabulka 2: - Stanovení opravného koeficientu α pro $B/L = 0,3$	23
Tabulka 3: - Tabulkové rozměry závitu šroubu	37
Tabulka 4: - Vypočtené hodnoty napětí	40
Tabulka 5: - Tabulka rozměrů pera	42

Seznam příloh

Výkres 1: název: Hnací turas; číslo výkresu: 1 – KUL – 100 – 2

Výkres 2: název: Turasové kolo; číslo výkresu: 1 – KUL – 101 – 2

Výkres 3: název: Housenicový článek; číslo výkresu: 1 – KUL – 200 – 2

Výkres 4: název: Kámen; číslo výkresu: 1 – KUL – 201 – 2

Výkres 5: název: Plát; číslo výkresu: 1 – KUL – 202 – 2

Výkres 6: název: Výztuha střední; číslo výkresu: 1 – KUL – 203 – 2

Výkres 7: název: Výztuha boční; číslo výkresu: 1 – KUL – 204 – 3

Výkres 8: název: Pouzdro Ø100xØ85-64; číslo výkresu: 1 – KUL – 205 – 4

Tabulka 7.1: název: Hodnoty $\int_0^1 M_i M_K d_S$

Použitá literatura

- [1] HOJDAR, J. *Povrchové dobývací stroje I.*, 2. vydání, VŠB – TU Ostrava, 1991, 305 s., ISBN 80-7078-125-4
- [2] GONDEK, H. *Těžební a zpracovatelské stroje II.*, 1. vydání, VŠB – TU Ostrava, 2010, 104 s., ISBN 978-80-248-1273-1
- [3] LEINVEBER, J. *Strojnické tabulky*, 2. vydání, Albra Praha 2005, 907 s., ISBN 80-7361-011-6
- [4] HELEBRANT, F. *Povrchové dobývací stroje I. druhá část*, 1. vydání, VŠB – TU Ostrava, 1993, 171 s., ISBN 80-7078-168-8
- [5] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací.*, VŠB – TU Ostrava, 2007
- [6] KULÍK, V. *Konstrukční návrh housenicového podvozku pro rýpadla.*, Bakalářská práce, VŠB – TU Ostrava, 2012, 48s.
- [7] KALÁB, K. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu.*, Vysokoškolská příručka, VŠB – TU Ostrava, 2009